



TUGAS AKHIR – TM145648

**RANCANG BANGUN MESIN PENGADUK
ADONAN DONAT**

ADI SANTOSO PRIBADI
NRP. 2111 039 018

RIZAL BAHRUL CHAMIDDIN
NRP. 2111 039 038

Dosen Pembimbing
Ir. Eddy Widiyono, M.Sc

Instruktur Pembimbing
Didik Sofyan, Amd.St.MPsi

PROGRAM STUDI DIPLOMA III TEKNIK MESIN
PRODUKSI KERJASAMA ITS-DISNAKERTRANSDUK
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2015



FINAL PROJECT – TM145648

**PLANNING BUILD FOR DONUT DOUGH MIXING
MACHINE**

ADI SANTOSO PRIBADI
NRP. 2111 039 018

RIZAL BAHRUL CHAMIDDIN
NRP. 2111 039 038

Counsellor Lecture
Ir. Eddy Widiyono, M.Sc

Counsellor Instructore
Didik Sofyan, Amd.St.MPsi

PROGRAM STUDY DIPLOMA III MECHANICAL
ENGINEERING DEPARTMENT ITS-
DISNAKERTRANSDUK
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2015

LEMBAR PENGESAHAN

RANCANG BANGUN MESIN PENGADUK ADONAN DONAT

TUGASAKHIR

Diajukan Guna Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya

Pada

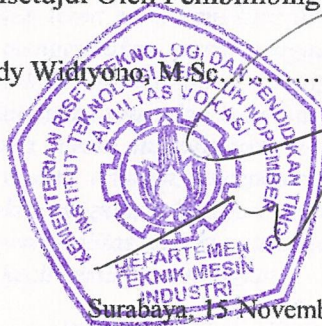
Bidang Studi Elemen Mesin
Program Studi D-3 TEKNIK MESIN
DISNAKERTRANSDUK -ITS
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

- | | |
|---------------------------|--------------|
| 1. Rizal Bahrul Chamiddin | (2111039038) |
| 2. Adi Santoso Pribadi | (2111039018) |

Disetujui Oleh Pembimbing Tugas Akhir :

1. Ir. Eddy Widhyono, M.Sc. (Dosen Pembimbing)



Surabaya, 15 November 2015

RANCANG BANGUN MESIN PENGADUK ADONAN DONAT

Nama : Rizal Bachrul Chamidin
NRP : 2111 039 038
Nama : Adi Santoso Pribadi
NRP : 2111 039 018
Jurusan : D3 Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Eddy Widiyono, M.Sc
Instruktur Pembimbing : Didik Sofyan, Amd.St.Mpsi

Abstrak

Kebutuhan donat sebagai salah satu makanan ringan semakin bertambah, oleh karena itu industry kecil dan menengah dituntut untuk bias memproduksi donat dalam jumlah yang banyak. Agar dapat bersaing dengan produsen donat industry besar maka produsen donat home industry harus membuat produk yang berkualitas.

Dari rangkaian proses pembuatan donat, pengadukan adonan tepung sangat menentukan kualitas donat, namun hingga sampai saat ini proses pengadukan yang dilakukan masih menggunakan alat manual sehingga membutuhkan waktu yang lama serta kapasitas adonan yang sedikit. Namun dengan menggunakan mesin pengaduk adonan mekanik yang menggunakan media pisau pengaduk produsen dapat meningkatkan kualitas dan kuantitas produksinya.

Pada mesin ini produksi donat dapat dimaksimalkan karena wadah adonan, kecepatan pengadukan dan waktu pengadukan singkat, sehingga bisa menghasilkan produk yang mempunyai kualitas dan kuantitas yang baik serta daya saing industri kecil semakin meningkat.

Kata Kunci : Pisau pengaduk, adonan tepung, wadah adonan

PLANNING BUILD FOR DONUT DOUGH MIXING MACHINE

Name	: Adi Sentosa Pribadi
NRP	: 2111 039 018
Name	: Rizal Bahrul Chamiddin
NRP	: 2111 039 038
Department	: D3 Teknik Mesin FTI-ITS
Counsellor Lecture	: Ir. Eddy Widiyono, M.Sc
Counsellor Instructore	: Didik Sofyan, Amd.St.Mpsi

Abstract

Donut needs as one snack was increasing, therefore the small and medium industries are required to be able to produce donuts in large numbers. To be able to compete with the major industry manufacturers donut, they have to make a quality product.

From a series of donut-making process, stirring flour dough will determine the quality donuts. But, until now performed stirring process is still using manual tools that take a long time and a little capacity for dough. But by using a kneading machine that uses mechanical stirrer blade media manufacturers can improve the quality and quantity of production.

On this machine can be maximized because production donut dough container is large. Stirring speed and stirring time is short, so that it can produce a product that has good quality and good quantity. And then, the competitiveness of small industries is increasing.

Keywords: Blade mixer, dough flour, dough container

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji dan syukur kami panjatkan kehadirat Allah SWT. karena atas rahmat dan hidayah-Nya, Tugas Akhir yang berjudul ***“Rancang Bangun Mesin Pengaduk Adonan Donat”*** ini dapat disusun dan diselesaikan dengan lancar.

Tugas Akhir ini merupakan salah satu persyaratan akademis yang wajib diselesaikan oleh setiap mahasiswa Program Studi Diploma III, untuk mendapatkan gelar Ahli Madya pada jurusan D-3 Teknik Mesin FTI – ITS.

Banyak pihak yang telah membantu sampai selesainya Tugas Akhir ini, oleh karena itu pada kesempatan ini disampaikan terima kasih kepada :

1. Bapak Ir. Eddy Widiyono, M.Sc. selaku dosen pembimbing D-III Teknik Mesin FTI-ITS yang telah banyak membantu penulisan laporan Tugas Akhir ini, sehingga Tugas Akhir ini dapat terselesaikan.
2. Ibu Liza Rusdiyana, ST.MT selaku Koordinator Tugas Akhir D-III Teknik Mesin FTI – ITS.
3. Semua dosen dan karyawan Program Studi D III Teknik Mesin FTI – ITS.
4. Bapak Didik Sofyan, Amd.St.Mpsi selaku instruktur pembimbing di UPT-PK Surabaya telah banyak membantu penulisan laporan Tugas Akhir ini, sehingga Tugas Akhir ini dapat terselesaikan.
5. Bapak R. Soewandi, SPd selaku Koordinator Mesin Logam UPT-PK Surabaya.
6. Ibu dan Bapak kami tercinta, saudara kami tersayang yang telah memberikan dorongan moril, materiil, dan spiritual kepada penulis.
7. Rekan-rekan seperjuangan D-III Teknik Mesin Produksi ITS-DISNAKERTRANSDUK, terutama angkatan 2011 yang telah banyak memberikan dukungan.

8. Dan semua pihak yang telah membantu terselesaikannya laporan Tugas Akhir ini, kami mengucapkan banyak terima kasih.

Akhirnya semoga laporan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat untuk sekarang dan masa yang akan datang. Penulis menyadari bahwa dalam penulisan laporan ini masih banyak terdapat kekurangan, sehingga saran dan kritik yang membangun mampu menyempurnakan penulisan laporan dimasa yang akan datang.

Surabaya, Juni 2015

Penulis

DAFTAR ISI

Halaman Judul.....	i
Lembar Pengasahan	iii
Abstrak	iv
Abstract	v
Kata Pengantar	vi
Daftar Isi.....	viii
Daftar Gambar.....	xi
Daftar Tabel	xiii

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan	2
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Manfaat	3
1.6 Sistematika Penulisan.....	3

BAB II DASAR TEORI

2.1 Adonan	5
2.1.1 Pengertian Adonan	5
2.1.2 Sejarah diciptakannya Roti.....	5
2.2 Pemilihan Material Rangka.....	6
2.3. Rumus Perhitungan Gaya	6
2.3.1 Transimi Dengan Roda Gigi (Gearbox).....	6
2.3.2 Macam – Macam Gearbox.....	8
2.3.3 Komponen Utama Gearbox	8
2.3.4 Torsi dan Daya Pisau Pengaduk.....	9
2.3.5 Kebutuhan Daya pada Mesin Tanpa Beban.....	9
2.3.6 Daya yang di Transmisikan.....	11
2.3.7 Hal – Hal Penting dalam Perencanaan Poros.....	11
2.3.8 Poros dengan Beban Bending Murni	12
2.3.9 Poros dengan Beban Bending dan Torsi	13
2.3.10 Bearing (Bantalan)	13
2.3.11 Klasifikasi Bantalan	14

2.3.12	Perencanaan Bearing.....	15
2.3.13	Beban Ekuivalen pada Bearing	16
2.3.14	Prediksi Umur Bearing.....	17
2.3.15	Pasak	18
2.3.16	Perencanaan Pasak	21
2.3.17	Gaya yang Bekerja pada Pasak	23
2.3.18	Perhitungan Berdasarkan Tegangan Gese.....	23
2.3.19	Perhitungan Berdasarkan Tegangan Kompresi..	24
2.3.20	Perencanaan Belt dan Pulley	25
2.3.21	Diameter Pulley	26
2.3.22	Kecepatan Keliling Pulley	26
2.3.23	Diameter Ekivalen	27
2.3.24	Panjang Belt.....	27
2.3.25	Sudut Kontak	28
2.3.26	Power Rating Per Strand	28
2.3.27	Jumlah Sabuk.....	29
2.3.28	Dimensi Pulley	29
2.3.29	Gaya – Gaya pada Belt dan Pulley	30
2.3.30	Gaya Pulley Terhadap Poros	31
BAB III METODOLOGI		
3.1	Diagram Alir Perencanaan	33
3.2	Cara Kerja Mesin Pengaduk Adonan Donat.....	36
BAB IV PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN		
4.1	Analisa Gaya	39
4.2	Kebutuhan Daya Pada Mesin Tanpa Beban	39
4.3	Perhitungan Torsi	42
4.4	Perhitungan Gaya	42
4.5	Perhitungan Wadah Adonan.....	43
4.6	Belt dan Pulley	46
4.6.1	Belt	46
4.6.2	Daya Perencanaan	46
4.6.3	Momen Torsi	46
4.6.4	Tipe Belt	47
4.6.5	Pemilihan atau Perhitungan Diameter	47
4.6.6	Kecepatan V Belt.....	47
4.6.7	Panjang V Belt.....	48
4.6.8	Sudut Kontak	48

4.6.9	Gaya Efektifitas Belt.....	49
4.6.10	Tegangan Maksimum pada Belt	50
4.6.11	Jumlah Putaran Per Satuan Panjang.....	51
4.6.12	Umur Belt	51
4.6.13	Gaya Pulley Terhadap Poros.....	51
4.7	Perhitungan Poros.....	53
4.7.1	Mencari Besarnya Torsi dan Momen Bending	53
4.7.2	Bidang Horizontal dan Vertikal	54
4.7.3	Momen Terbesar.....	74
4.7.4	Diameter Poros	75
4.8	Perhitungan Pasak.....	76
4.8.1	Prhitungan Pasak berdasar Tegangan Gesek	77
4.8.2	Prhitungan Pasak berdasar Tegangan Kompresi..	78
4.9	Bearing atau Bantalan.....	78
4.9.1	Gaya Radial pada Bantalan A.....	79
4.9.2	Gaya Radial pada Bantalan B	80
4.9.3	Menghitung Umur Bantalan	82
4.10	Mencari Sudut Poros.....	83
BAB V PENUTUP		
5.1	kesimpulan.....	86
5.2	Saran	86
DAFTAR PUSTAKA		
LAMPIRAN		

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Susunan Roda Gigi dalam Gearbox.....	7
Gambar 2.2	Tipe Gearbox (a) SEN SDN (b) SZN SVN	8
Gambar 2.3	Bearing.....	8
Gambar 2.4	Tipe Bearing Gelinding	9
Gambar 2.5	Macam – Macam Pasak	10
Gambar 2.6	Penampang Alur Pasak	11
Gambar 2.7	Dimensi Pasak	11
Gambar 2.8	Kedudukan Pasak Terhadap Poros	12
Gambar 2.9	Transmisi Belt dan Pulley.....	12
Gambar 2.10	Sudut Kontak	13
Gambar 2.11	Dimensi Pulley	13
Gambar 2.12	Diagram Uraian Pada poros Pulley.....	15
Gambar 3.1	Diagram Alir Perencanaan Rancang Mesin.....	16
Gambar 3.2	Gambar Benda Kerja	17
Gambar 4.1	Gaya yang Bekerja Pada Poros.....	25
Gambar 4.2	Gaya Poros Horizontal.....	26
Gambar 4.3	Gaya Sebenarnya poros Horizontal	26
Gambar 4.4	Diagram Geser Poros Horizontal.....	27
Gambar 4.5	Diagram Momen Poros Horizontal.....	29
Gambar 4.6	Gaya Poros Vertikal.....	32
Gambar 4.7	Diagram Sebenarnya Poros Vertikal.....	34
Gambar 4.8	Diagram Geser Poros Vertikal.....	36
Gambar 4.9	Diagram Momen Poros Vertikal.....	40
Gambar 4.10	Tegangan Geser pada Pasak	43
Gambar 4.11	Pasak Terkena Tegangan Kompresi	46

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Diameter pulley yang diijinkan dan dianjurkan (*mm*) 34

DAFTAR ISI

Halaman Judul.....	i
Lembar Pengasahan	iii
Abstrak	iv
Abstract	v
Kata Pengantar	vi
Daftar Isi.....	viii
Daftar Gambar.....	xi
Daftar Tabel	xiii

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan	2
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Manfaat	3
1.6 Sistematika Penulisan.....	3

BAB II DASAR TEORI

2.1 Adonan	5
2.1.1 Pengertian Adonan	5
2.1.2 Sejarah diciptakannya Roti.....	5
2.2 Pemilihan Material Rangka.....	6
2.3. Rumus Perhitungan Gaya	6
2.3.1 Transimi Dengan Roda Gigi (Gearbox).....	6
2.3.2 Macam – Macam Gearbox.....	8
2.3.3 Komponen Utama Gearbox	8
2.3.4 Torsi dan Daya Pisau Pengaduk.....	9
2.3.5 Kebutuhan Daya pada Mesin Tanpa Beban.....	9
2.3.6 Daya yang di Transmisikan.....	11
2.3.7 Hal – Hal Penting dalam Perencanaan Poros.....	11
2.3.8 Poros dengan Beban Bending Murni	12
2.3.9 Poros dengan Beban Bending dan Torsi	13
2.3.10 Bearing (Bantalan)	13
2.3.11 Klasifikasi Bantalan	14

2.3.12 Perencanaan Bearing.....	15
2.3.13 Beban Ekuivalen pada Bearing	16
2.3.14 Prediksi Umur Bearing.....	17
2.3.15 Pasak	18
2.3.16 Perencanaan Pasak	21
2.3.17 Gaya yang Bekerja pada Pasak	23
2.3.18 Perhitungan Berdasarkan Tegangan Gese.....	23
2.3.19 Perhitungan Berdasarkan Tegangan Kompresi..	24
2.3.20 Perencanaan Belt dan Pulley	25
2.3.21 Diameter Pulley	26
2.3.22 Kecepatan Keliling Pulley	26
2.3.23 Diameter Ekivalen	27
2.3.24 Panjang Belt.....	27
2.3.25 Sudut Kontak	28
2.3.26 Power Rating Per Strand	28
2.3.27 Jumlah Sabuk.....	29
2.3.28 Dimensi Pulley	29
2.3.29 Gaya – Gaya pada Belt dan Pulley	30
2.3.30 Gaya Pulley Terhadap Poros	31
BAB III METODOLOGI	
3.1 Diagram Alir Perencanaan	33
3.2 Cara Kerja Mesin Pengaduk Adonan Donat.....	36
BAB IV PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN	
4.1 Analisa Gaya	39
4.2 Kebutuhan Daya Pada Mesin Tanpa Beban	39
4.3 Perhitungan Torsi	42
4.4 Perhitungan Gaya	42
4.5 Perhitungan Wadah Adonan.....	43
4.6 Belt dan Pulley	46
4.6.1 Belt	46
4.6.2 Daya Perencanaan	46
4.6.3 Momen Torsi	46
4.6.4 Tipe Belt	47
4.6.5 Pemilihan atau Perhitungan Diameter	47
4.6.6 Kecepatan V Belt.....	47
4.6.7 Panjang V Belt.....	48
4.6.8 Sudut Kontak	48

4.6.9	Gaya Efektifitas Belt.....	49
4.6.10	Tegangan Maksimum pada Belt	50
4.6.11	Jumlah Putaran Per Satuan Panjang.....	51
4.6.12	Umur Belt	51
4.6.13	Gaya Pulley Terhadap Poros.....	51
4.7	Perhitungan Poros.....	53
4.7.1	Mencari Besarnya Torsi dan Momen Bending	53
4.7.2	Bidang Horizontal dan Vertikal	54
4.7.3	Momen Terbesar.....	74
4.7.4	Diameter Poros	75
4.8	Perhitungan Pasak.....	76
4.8.1	Prhitungan Pasak berdasar Tegangan Gesek	77
4.8.2	Prhitungan Pasak berdasar Tegangan Kompresi..	78
4.9	Bearing atau Bantalan.....	78
4.9.1	Gaya Radial pada Bantalan A.....	79
4.9.2	Gaya Radial pada Bantalan B	80
4.9.3	Menghitung Umur Bantalan	82
4.10	Mencari Sudut Poros.....	83
BAB V PENUTUP		
5.1	kesimpulan.....	86
5.2	Saran	86
DAFTAR PUSTAKA		
LAMPIRAN		

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Susunan Roda Gigi dalam Gearbox.....	7
Gambar 2.2	Tipe Gearbox (a) SEN SDN (b) SZN SVN	8
Gambar 2.3	Bearing.....	8
Gambar 2.4	Tipe Bearing Gelinding	9
Gambar 2.5	Macam – Macam Pasak	10
Gambar 2.6	Penampang Alur Pasak	11
Gambar 2.7	Dimensi Pasak	11
Gambar 2.8	Kedudukan Pasak Terhadap Poros	12
Gambar 2.9	Transmisi Belt dan Pulley.....	12
Gambar 2.10	Sudut Kontak	13
Gambar 2.11	Dimensi Pulley	13
Gambar 2.12	Diagram Uraian Pada poros Pulley.....	15
Gambar 3.1	Diagram Alir Perencanaan Rancang Mesin.....	16
Gambar 3.2	Gambar Benda Kerja	17
Gambar 4.1	Gaya yang Bekerja Pada Poros.....	25
Gambar 4.2	Gaya Poros Horizontal.....	26
Gambar 4.3	Gaya Sebenarnya poros Horizontal	26
Gambar 4.4	Diagram Geser Poros Horizontal.....	27
Gambar 4.5	Diagram Momen Poros Horizontal.....	29
Gambar 4.6	Gaya Poros Vertikal.....	32
Gambar 4.7	Diagram Sebenarnya Poros Vertikal.....	34
Gambar 4.8	Diagram Geser Poros Vertikal.....	36
Gambar 4.9	Diagram Momen Poros Vertikal.....	40
Gambar 4.10	Tegangan Geser pada Pasak	43
Gambar 4.11	Pasak Terkena Tegangan Kompresi	46

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Diameter pulley yang diijinkan dan dianjurkan (*mm*) 34

DAFTAR ISI

Halaman Judul.....	i
Lembar Pengasahan	iii
Abstrak	iv
Abstract	v
Kata Pengantar	vi
Daftar Isi.....	viii
Daftar Gambar.....	xi
Daftar Tabel	xiii

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan	2
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Manfaat	3
1.6 Sistematika Penulisan.....	3

BAB II DASAR TEORI

2.1 Adonan	5
2.1.1 Pengertian Adonan	5
2.1.2 Sejarah diciptakannya Roti.....	5
2.2 Pemilihan Material Rangka.....	6
2.3. Rumus Perhitungan Gaya	6
2.3.1 Transimi Dengan Roda Gigi (Gearbox).....	6
2.3.2 Macam – Macam Gearbox.....	8
2.3.3 Komponen Utama Gearbox	8
2.3.4 Torsi dan Daya Pisau Pengaduk.....	9
2.3.5 Kebutuhan Daya pada Mesin Tanpa Beban.....	9
2.3.6 Daya yang di Transmisikan.....	11
2.3.7 Hal – Hal Penting dalam Perencanaan Poros	11
2.3.8 Poros dengan Beban Bending Murni	12
2.3.9 Poros dengan Beban Bending dan Torsi	13
2.3.10 Bearing (Bantalan)	13
2.3.11 Klasifikasi Bantalan	14

2.3.12	Perencanaan Bearing.....	15
2.3.13	Beban Ekuivalen pada Bearing	16
2.3.14	Prediksi Umur Bearing.....	17
2.3.15	Pasak	18
2.3.16	Perencanaan Pasak	21
2.3.17	Gaya yang Bekerja pada Pasak	23
2.3.18	Perhitungan Berdasarkan Tegangan Gese.....	23
2.3.19	Perhitungan Berdasarkan Tegangan Kompresi..	24
2.3.20	Perencanaan Belt dan Pulley	25
2.3.21	Diameter Pulley	26
2.3.22	Kecepatan Keliling Pulley	26
2.3.23	Diameter Ekivalen	27
2.3.24	Panjang Belt.....	27
2.3.25	Sudut Kontak	28
2.3.26	Power Rating Per Strand	28
2.3.27	Jumlah Sabuk.....	29
2.3.28	Dimensi Pulley	29
2.3.29	Gaya – Gaya pada Belt dan Pulley	30
2.3.30	Gaya Pulley Terhadap Poros	31
BAB III METODOLOGI		
3.1	Diagram Alir Perencanaan	33
3.2	Cara Kerja Mesin Pengaduk Adonan Donat.....	36
BAB IV PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN		
4.1	Analisa Gaya	39
4.2	Kebutuhan Daya Pada Mesin Tanpa Beban	39
4.3	Perhitungan Torsi	42
4.4	Perhitungan Gaya	42
4.5	Perhitungan Wadah Adonan.....	43
4.6	Belt dan Pulley	46
4.6.1	Belt	46
4.6.2	Daya Perencanaan	46
4.6.3	Momen Torsi	46
4.6.4	Tipe Belt	47
4.6.5	Pemilihan atau Perhitungan Diameter	47
4.6.6	Kecepatan V Belt.....	47
4.6.7	Panjang V Belt.....	48
4.6.8	Sudut Kontak	48

4.6.9	Gaya Efektifitas Belt.....	49
4.6.10	Tegangan Maksimum pada Belt	50
4.6.11	Jumlah Putaran Per Satuan Panjang.....	51
4.6.12	Umur Belt	51
4.6.13	Gaya Pulley Terhadap Poros.....	51
4.7	Perhitungan Poros.....	53
4.7.1	Mencari Besarnya Torsi dan Momen Bending	53
4.7.2	Bidang Horizontal dan Vertikal	54
4.7.3	Momen Terbesar.....	74
4.7.4	Diameter Poros	75
4.8	Perhitungan Pasak.....	76
4.8.1	Prhitungan Pasak berdasar Tegangan Gesek	77
4.8.2	Prhitungan Pasak berdasar Tegangan Kompresi..	78
4.9	Bearing atau Bantalan.....	78
4.9.1	Gaya Radial pada Bantalan A.....	79
4.9.2	Gaya Radial pada Bantalan B	80
4.9.3	Menghitung Umur Bantalan	82
4.10	Mencari Sudut Poros.....	83
BAB V PENUTUP		
5.1	kesimpulan.....	86
5.2	Saran	86
DAFTAR PUSTAKA		
LAMPIRAN		

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Susunan Roda Gigi dalam Gearbox.....	7
Gambar 2.2	Tipe Gearbox (a) SEN SDN (b) SZN SVN	8
Gambar 2.3	Bearing.....	8
Gambar 2.4	Tipe Bearing Gelinding	9
Gambar 2.5	Macam – Macam Pasak	10
Gambar 2.6	Penampang Alur Pasak	11
Gambar 2.7	Dimensi Pasak	11
Gambar 2.8	Kedudukan Pasak Terhadap Poros	12
Gambar 2.9	Transmisi Belt dan Pulley.....	12
Gambar 2.10	Sudut Kontak	13
Gambar 2.11	Dimensi Pulley	13
Gambar 2.12	Diagram Uraian Pada poros Pulley.....	15
Gambar 3.1	Diagram Alir Perencanaan Rancang Mesin.....	16
Gambar 3.2	Gambar Benda Kerja	17
Gambar 4.1	Gaya yang Bekerja Pada Poros.....	25
Gambar 4.2	Gaya Poros Horizontal.....	26
Gambar 4.3	Gaya Sebenarnya poros Horizontal	26
Gambar 4.4	Diagram Geser Poros Horizontal.....	27
Gambar 4.5	Diagram Momen Poros Horizontal.....	29
Gambar 4.6	Gaya Poros Vertikal.....	32
Gambar 4.7	Diagram Sebenarnya Poros Vertikal.....	34
Gambar 4.8	Diagram Geser Poros Vertikal.....	36
Gambar 4.9	Diagram Momen Poros Vertikal.....	40
Gambar 4.10	Tegangan Geser pada Pasak	43
Gambar 4.11	Pasak Terkena Tegangan Kompresi	46

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Diameter pulley yang diijinkan dan dianjurkan (*mm*) 34

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Dalam kehidupan sehari - hari kita mengenal berbagai makanan. Seperti makanan pokok, makanan cepat saji, dan lain – lain. Seiring berkembangnya jaman kebutuhan akan makanan pokok semakin berkurang karena semakin beragam kesibukan manusia untuk memenuhi kebutuhan hidupnya. Makanan pokok di nilai membutuhkan waktu terlalu lama di sela – sela kesibukan mereka. Mereka membutuhkan pengisi perut instant agar mereka bias melanjutkan kesibukan mereka. Maka dari itu dibutuhkan makanan cepat saji atau *junk food* yang diharapkan mampu memenuhi kebutuhan karbohidrat dan nutrisi dalam tubuh saat kekurangan energy. Dan munculah beragam makanan cepat saji yang memiliki kadar nutrisi dan karbohidrat berbeda. Salah satunya roti donat.

Salah satu makanan yang bisa di kategorikan sebagai jajanan pasar ini mudah di dapat dan terjangkau. Dan juga merupakan salah satu pilihan terbaik dalam hal mengisi karbohidrat tubuh di sela - sela kesibukan dan aktifitas kita yang padat. Dengan harga yang terjangkau dan cukup mudah di cari, makanan ini juga menjadi favorit jajanan anak-anak kecil pada masa pertumbuhannya.

Menyadari akan hal tersebut industry – industry besar maupun kecil yang mengolah dan membuat makanan ini berlomba – lomba untuk mencapai tingkat produktivitas yang maksimal untuk memenuhi kebutuhan pasar tersebut dengan kualitas dan kuantitas terbaik tentunya. Maka diciptakanlah berbagai mesin pengolah makanan tersebut untuk produktivitasnya.

Namun kebanyakan mesin – mesin pengolah makanan tersebut terbilang mahal harganya untuk kelompok industry

kecil. Padahal roti donat hasil produksi industri kecil berperan penting di pasaran skala kecil atau bisa di bilang terjangkau untuk masyarakat menengah bawah dengan harga terjangkau tersebut.

Berdasarkan hal tersebut, akan dirancang dan diwujudkan sebuah alat pengaduk adonan dari roti donat tersebut dengan komponen – komponen yang sederhana namun menghasilkan produk yang tidak kalah kualitasnya dengan mesin – mesin industri besar.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan uraian latar belakang diatas, penulis merumuskan permasalahan yang dibahas dalam penelitian ini adalah (**RANCANG BANGUN MESIN PENGADUK ADONAN**)

1. Bagaimana merencanakan mesin pengaduk adonan dengan perputaran pengaduk dua sisi dalam panci adonan
2. Bagaimana mewujudkan mesin pengaduk adonan donat yang menghasilkan adonan tersebut rata dan cepat.
3. Bagaimana mengetahui batasan kapasitas adonan yang di proses dalam mesin.

1.3 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan yang ingin diperoleh penulis dalam melakukan penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Merancang mesin dengan proses pengadukan adonan menggunakan sebuah mesin dengan pisau pengaduk tidak berpindah (hanya berputar) dan ditempatkan pada sebuah panci stainless.
2. Mampu menghitung gaya maupun daya yang dibutuhkan dalam proses pengadukan.

3. Mampu memperkirakan kapasitas adonan maksimal pada panci.

1.4 Batasan Masalah

Agar penelitian ini dapat mencapai tujuan yang diinginkan, maka batasan masalah yang diberikan adalah sebagai berikut :

1. Kekuatan rangka mesin (sambungan las) diasumsikan aman.
2. Analisa meliputi perencanaan gaya pengaduk dan elemen mesin mesin pengaduk adonan, perencanaan putaran dan daya yang dibutuhkan.
3. Material yang dipakai pada mesin tidak dilakukan percobaan (tes bahan) diambil dari literature yang telah ada.

1.5 Manfaat

Manfaat yang dihasilkan dalam penelitian ini, yaitu:

1. Dapat merancang serta mewujudkan mesin pengaduk adonan yang sederhana untuk industry kecil.
2. Mengetahui kebutuhan mesin.
3. Mempercepat produksi donat pada industry kecil.

1.6 Sistematika Penulisan

Penulisan disusun dalam lima bab yaitu pendahuluan, dasar teori, metodologi penelitian, analisa data dan pembahasan, serta kesimpulan. Adapun perinciannya adalah sebagai berikut :

BAB 1 PENDAHULUAN

Pada bab pendahuluan dijelaskan tentang latar belakang penelitian, perumusan masalah, pembatasan masalah serta tujuan dan manfaat penelitian.

BAB 2 DASAR TEORI

Pada bab dasar teori dijelaskan tentang landasan teori dan hasil penelitian sebelumnya

BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN

Pada bab metodologi penelitian dijelaskan tentang spesifikasi peralatan yang akan dipakai dalam pengujian, cara pengujian, dan data yang diambil.

BAB 4 ANALISA DAN PEMBAHASAN

Pada bab hasil dan pembahasan akan dijelaskan tentang perhitungan perencanaan mesin potong botol dan analisis dari data yang didapat dari hasil penelitian.

BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN

Pada bab lima peneliti menarik kesimpulan dari hasil perencanaan yang telah di analisa beserta dengan saran untuk penelitian berikutnya

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

BAB II

DASAR TEORI

Dalam bab ini akan dibahas mengenai informasi tentang teori-teori dasar, rumusan dan konsep yang melatarbelakangi perencanaan alat ini, yang nantinya digunakan dalam perhitungan dan perencanaan yang berdasarkan referensi, yaitu meliputi perencanaan elemen mesin, kapasitas mesin, dan daya pengaduk yang digunakan serta pembahasan bahan adonan yang digunakan.

2.1 Adonan

2.1.1 Pengertian Adonan

Adonan merupakan bentuk dasar atau hasil campuran berbagai bahan untuk membentuk satu bentuk yaitu donat. Adonan dalam pembuatan donat memiliki berbagai macam bahan yang bervariasi tergantung selera dari pembuat donat tersebut. Namun yang paling umum atau yang paling utama harus ada dalam adonan adalah tepung untuk bahan utamanya, telur, air, gula, mentega dan garam. Bahan – bahan tersebut harus diaduk sehingga menjadi adonan yang kental dan siap untuk di proses selanjutnya.

2.1.2 Sejarah Diciptakannya Roti

Beribu tahun yang lalu, manusia hidup mengembara, sambil berburu dan mencari yang bisa dimakan. Tadinya bulir gandum mereka kunyah begitu saja dan tentunya terlalu keras. Jadi mereka mulai menumbuknya dan di beri air supaya lembek. Adonan yang tersisa mereka jemur sampai kering untuk bekal perjalanan. Lalu mereka tahu jika makanan menjadi lebih enak jika dibakar. Jadi, adonan gandum mereka pipihkan di permukaan baru yang dipanaskan dengan api.

Sekitar 4.600 tahun yang lalu, di Mesir ada orang lupa mengeringkan adonan tepung. Adonan itu meragi. Setelah dibakar, rasanya lebih empuk dan lebih enak. Sejak itu, mereka

sengaja meragikan dulu adonan tepung supaya mengembang. Dan disitulah asal usul terciptanya roti.

2.2 Pemilihan Material Rangka

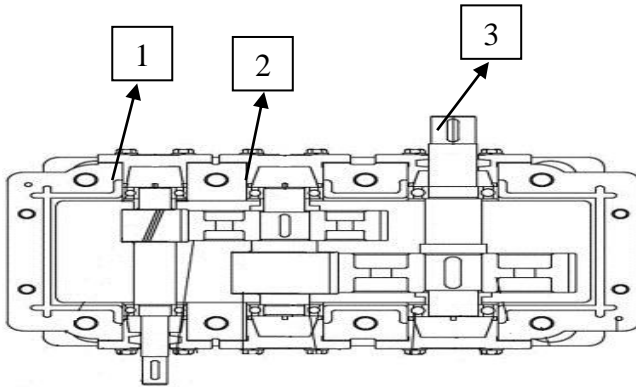
Untuk memenuhi tujuan perhitungan, maka diperlukan kriteria material sebagai berikut :

1. Motor Penggerak, menggunakan motor penggerak dengan daya $\frac{1}{2}$ Hp.
2. Gearbox, menggunakan gearbox dengan ratio 1:10
3. Pulley, menggunakan pulley dengan perbandingan diameter pulley pada motor lebih kecil daripada pulley pada gearbox.
4. Belt, menghubungkan pulley pada motor dengan pulley pada gearbox.
5. Pisau pengaduk, berbahan stainless dengan dua sisi.
6. As stainless, penghubung gearbox dengan pisau pengaduk.
7. Bearing, dengan diameter dalam mengikuti diameter As.
8. Pipa stainless, wadah penahan bearing.
9. Shield, karet menyumbat agar adonan tdk melewati pipa

2.3 Rumus Perhitungan Gaya

2.3.1 Transimi Dengan Roda Gigi (Gearbox)

Gear box merupakan suatu peralatan yang dipergunakan dalam menggerakkan mesin camshaft pada putaran tertentu. Gear box berfungsi mengubah torsi dan kecepatan yang dihasilkan motor penggerak. Gearbox bekerja dengan cara mengurangi besar putaran atau dengan menambah putaran yang berasal dari motor. Untuk lebih jelasnya di gambarkan dalam bagian di bawah ini



Keterangan :

- 1) High speed gear
- 2) Intermediate gear
- 3) Low speed gear

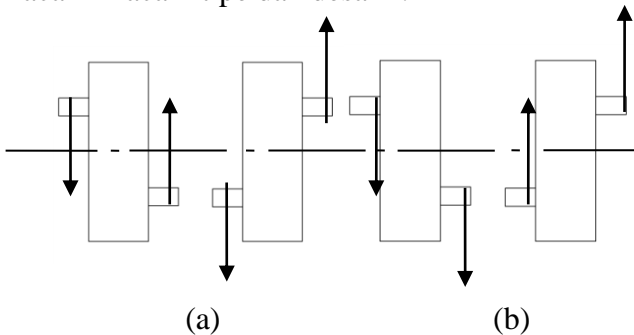
Gambar 2.1 Susunan roda gigi dalam gearbox

Roda gigi dapat berbentuk silinder atau kerucut. Transmisi roda gigi mempunyai keuntungan dibandingkan dengan sabuk atau rantai karena lebih ringkas, putaran lebih tinggi dan tepat, dan daya lebih besar. Kelebihan ini tidak selalu menyebabkan dipilihnya roda gigi, disamping karena ketelitiannya juga karena dalam pemiliharaanya tidak butuh perlakuan yang rumit. Perawatan gearbox hanya memputuhkan pelumasan yang cukup dan pembersihan komponen yang rumit. Dan faktor-faktor lain yang menyebabkan dipilihnya gearbox. Ciri-cirnya antara lain :

- Kecepatan putaran beban tergantung perbandingan dari diameter roda giginya.
- Arah putarannya tergantung susunan roda giginya.
- Dapat melayani satu atau lebih dari satu mesin yang berkerja.
- Cocok untuk beban dengan kopel mula yang besar.
- Cocok untuk putaran sedang dan rendah.

2.3.2 Macam - Macam Gearbox

Gearbox yang digunakan dalam aplikasi di lapangan ada bermacam-macam tipe dan desain :



Gambar 2.2 tipe gearbox (a) SEN SDN. (b) SZN SVN

2.3.3 Komponen Utama Gearbox

Gearbox mempunyai beberapa komponen pendukung yang menyebabkan gearbox dapat bekerja secara optimal. Komponen-komponen tersebut antara lain:

1) Rumah gearbox

Rumah-rumah gear terdiri dari dua potongan dan terbuat dari besi cor yang didesain dengan torsi yang kaku dan memberikan bentuk juga karakteristik getaran dan temperatur. Rumah-rumah dilengkapi dengan dimensi yang mudah diangkat juga penutup untuk inspeksi.

2) Komponen gigi

Unit komponen roda gigi terbuat dari baja sepuhan atau baja dengan lapisan keras. Dengan kemiringan dan tingkatan gear yang berhubungan. Level getaran dari unit gear diminimalisir sekecil mungkin dapat manfaat untuk menjaga kualitas sistem roda gigi. Roda gigi disatukan pada poros dengan perantaraan yang pas dan tekanan paralel.

3) Sistem pelumasan

Sistem pelumasan ini berguna untuk menjaga agar gearbox tidak macet karena kekurangan pelumas. Pelumas juga berfungsi untuk menjaga agar komponen dari gearbox tidak aus dan keropos karena oksidasi.

2.3.4 Torsi dan Gaya Pisau Pengaduk

Untuk mengetahui torsi yang dibutuhkan digunakan rumus berikut :

Persamaan menurut Sularso, 2007

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{P}{n} \quad \dots\dots\dots (2.1)$$

Dimana: $P = \text{kW}$

$n = \text{Rpm}$

$T = \text{kg.mm}$

$$T = F_s \cdot r \quad \dots\dots\dots (2.2)$$

Dimana: $T = \text{kg.mm}$

$F_s = \text{kgf}$

$r = \text{jari-jari (mm)}$

2.3.5 Kebutuhan Daya pada Mesin Tanpa beban

Untuk mencari kebutuhan daya di gunakan rumus berikut :

Diketahui :

$m_{\text{poros}} = 1 \text{ kg}$

$m_{\text{pengaduk}} = 0,4 \text{ kg}$

$r_{\text{poros}} = 15 \text{ mm} = 0,015\text{m}$

$r_{\text{pengaduk}} = 110\text{mm} = 0,11\text{m}$

Jadi :

$$I_1 = \frac{1}{2} m_{\text{poros}} \cdot (r_{\text{poros}})^2 \dots\dots\dots(2.3)$$

$$I_2 = \frac{1}{2} m_{\text{pengaduk}} \cdot (r_{\text{pengaduk}})^2 \dots\dots\dots(2.4)$$

$$I_{\text{total}} = I_1 + I_2 \dots\dots\dots(2.5)$$

$$a = \frac{2\pi n^2}{60} \dots\dots\dots(2.6)$$

$$N_1 = I \times a \dots\dots\dots(2.7)$$

Diketahui :

$$\rho = 350 \text{ kg/m}^3 = 0,68 \text{ slug/ft}^2$$

$$\mu = 0,6 \text{ N.s/m}^2 = 0,06 \text{ pa.s} = 12,54 \times 10^{-4} \text{ lbf.s/ft}^2$$

$$L = 0,04\text{m} / 0,3048 = 0,131 \text{ ft}$$

$$N = 140 \text{ rpm} = 2,33 \text{ rps}$$

$$D = 0,34 \text{ m} = 1,12 \text{ ft}$$

$$W = 0,03 \text{ m} = 0,09 \text{ ft}$$

$$H = 0,11 \text{ m} = 0,36 \text{ ft}$$

$$N_2 = 0,000129.L^{2,72}.\mu^{0,14}.N^{2,86}.\rho^{0,86}.D^{1,1}.W^{0,3}.H^{0,6} \dots(2.8)$$

$$N_{\text{total}} = N_1 + N_2 \dots\dots\dots(2.9)$$

$$N = \frac{N_{Total}}{n_n} \dots\dots\dots(2.10)$$

2.3.6 Daya yang di Transmisikan

Belt berputar dengan kecepatan keliling v (m/s), sambil memindahkan beban sebesar F_e (kgf), maka daya yang ditransmisikan dalam satuan kW sebesar:

Dengan melihat adanya kehilangan daya sebesar L_T , maka efisiensi transmisi sistem *belt* (tanpa memperhatikan tahanan udara dan gesekan pada bantalannya) adalah :

$$\eta = \frac{F_e \cdot v}{F_e \cdot v + L_T} \dots\dots\dots(2.11)$$

dimana :

$$\eta = 0,96 \text{ untuk V-belt}$$

2.3.7 Hal-hal Penting dalam Perencanaan Poros

Untuk merencanakan sebuah poros, hal-hal berikut ini perlu diperhatikan :

(1) Kekuatan poros

Suatu poros dapat mengalami beban puntir atau lentur atau gabungan antara puntir dan lentur. Juga ada poros yang mendapat `beban tarik atau tekan seperti poros baling-baling kapal atau turbin, dll. Sebuah poros harus direncanakan dengan baik hingga cukup kuat untuk menahan beban-beban yang terjadi.

(2) Kekakuan poros

Meskipun sebuah poros mempunyai kekuatan yang cukup besar, tetapi jika lenturan puntirannya terlalu besar akan mengakibatkan getaran dan suara (contoh pada turbin dan kotak roda gigi). Karena itu, kekuatan poros terhadap puntir juga diperhatikan dan disesuaikan dengan macam beban mesin

yang akan ditopang poros tersebut.

(3). Putaran kritis.

Putaran kritis yaitu ketika putaran mesin dinaikkan dan terjadi getaran yang cukup besar. Oleh sebab itu poros harus direncanakan sedemikian rupa sehingga putaran poros lebih rendah dari putaran kritis.

(4). Korosi

Bahan–bahan yang dipilih yakni yang bersifat tidak korosif karena ini akan menyebabkan kekuatan pada poros melemah karena korosi/karat dan memperpendek umur komponen.

2.3.8 Poros dengan Beban Bending Murni

Dari bahan yang dipilih dapat ditentukan tegangan bending yang diijinkan. Momen tahanan bending untuk poros dengan diameter d, adalah :

$$\boxed{W_b = \frac{\pi \cdot d^3}{32}} \dots\dots\dots (2.12)$$

Dari tegangan bending, momen bending dan momen tahanan bending dapat ditentukan diameter poros minimum yang diijinkan.

$$\begin{aligned} \sigma_b &\geq \frac{M_b}{W_b} \\ \frac{syp}{N} &\geq \frac{M}{\left(\frac{\pi}{32}\right)d^3} = \frac{10,2 M}{d^3} \\ \boxed{d \geq \left[\frac{10,2}{\left(\frac{syp}{N}\right)} M \right]^{\frac{1}{3}}} &\dots\dots\dots (2.13) \end{aligned}$$

dimana :

σ_n = tegangan bending yang diijinkan (kg/mm²)
M = momen bending (kg.mm)

- Z = momen tahanan bending (mm^3)
 S_{yp} = tegangan tarik bahan (kg/mm^2)
 N = angka keamanan
 d = diameter poros (mm)

2.3.9 Poros dengan Beban Bending dan Torsi

Poros mendapat beban torsi dan bending karena meneruskan daya melalui sabuk, roda gigi ataupun rantai sehingga pada permukaan poros akan terjadi tegangan geser dan tegangan karena bending.

Beban yang bekerja pada poros pada umumnya adalah beban berulang. Jika poros tersebut mempunyai roda gigi, maka akan terjadi kejutan pada saat awal berputar.

Dengan mengingat macam beban, sifat beban, dan lain-lain, ASME menganjurkan suatu rumus yang sederhana untuk menghitung diameter poros dimana sudah dimasukkan pengaruh kelelahan karena beban berulang. Faktor koreksi yang digunakan adalah K_t untuk momen torsi yang besarnya 1-1,5 jika terjadi sedikit kejutan, K_m untuk momen bending yang besarnya 1,5-2 jika terjadi tumbukan ringan.

Rumus yang digunakan untuk mencari diameter poros :

$$d \geq \left[\frac{32 \cdot n}{\pi \cdot S_{yp}} \sqrt{(M)^2 + (T)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \dots \dots \dots (2.14)$$

dimana : d = diameter poros (mm)

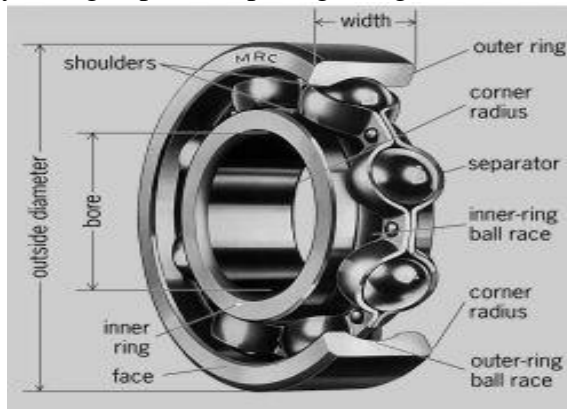
M = momen bending (kg.mm)

T = momen torsi (kg.mm)

2.3.10 Bearing (Bantalan)

Bearing merupakan elemen mesin yang menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan panjang umur. Seperti pada gambar 2.6. *Bearing* harus cukup kokoh agar poros serta elemen-elemen mesin dapat bekerja dengan baik.

Jika bearing tidak berfungsi dengan baik, maka kemampuan seluruh sistem akan menurun atau tidak bekerja dengan semestinya. Jadi, bearing dalam pemrosesan dapat disamakan peranannya dengan pondasi pada gedung.



Gambar. 2.3 Bearing

Sumber: : McGraw-Hill Concise Encyclopedia of Engineering.
© 2002 by The McGraw-Hill Companies, Inc.

2.3.11 Klasifikasi Bearing

Bearing dapat diklasifikasikan sebagai berikut:

1. Atas dasar gerakan *bearing* terhadap poros
 - a. Bearing luncur

Pada *bearing* ini terjadi gesekan luncur antara poros dan *bearing* karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan *bearing* dengan perantaraan lapisan pelumas.

- b. Bearing gelinding

Pada *bearing* ini terjadi gesekan gelinding antara bagian-bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol atau jarum, dan rol bulat.

2. Atas dasar arah beban terhadap poros
 - a. *Bearing* radial

Arah beban yang ditumpu *bearing* ini adalah tegak lurus dengan sumbu poros.

b. *Bearing axial*

Arah beban bearing ini sejajar dengan sumbu poros.

c. *Bearing radial-axial*

Bearing ini dapat menumpu beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus sumbu poros.

Oleh karena pembebanan *bearing* yang tidak ringan maka bahan *bearing* harus tahan karat, kuat, mempunyai koefisien gesek rendah dan mampu bekerja pada temperatur tinggi. Proses pemilihan bearing dipengaruhi oleh pemakaian, lokasi dan macam.

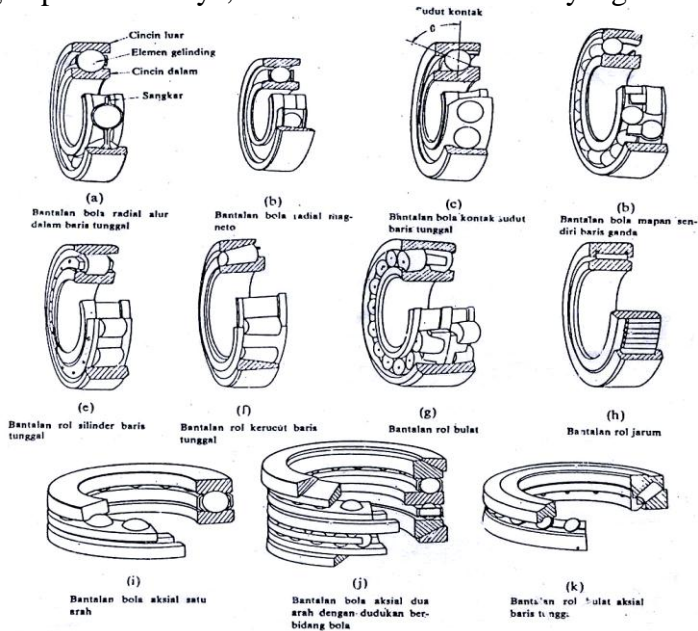
Dalam pemilihan bantalan perlu mempertimbangkan gaya atau beban yang bekerja pada *bearing* dimana kekuatan bahan *bearing* harus lebih besar daripada beban yang mengenai bearing tersebut. Beban yang diterima oleh *bearing* biasanya adalah beban aksial dan radial yang konstan dan bekerja pada *bearing* dengan ring dalam berputar dan ring luar tetap (diam).

2.3.12 Perencanaan *Bearing*

Dalam perencanaan ini akan digunakan jenis *bearing* gelinding (*rolling bearing*) karena *bearing* ini mampu menerima beban aksial maupun radial relatif besar. *Bearing* gelinding umumnya lebih cocok untuk beban kecil daripada *bearing* luncur. Tergantung dari pada bentuk elemen gelindingnya. Putaran pada *bearing* ini dibatasi oleh gaya sentrifugal yang timbul pada elemen gelinding tersebut. Karena konstruksinya yang sukar dan ketelitiannya yang tinggi, maka *bearing* gelinding hanya dibuat di pabrik-pabrik tertentu.

Keunggulan *bearing* ini adalah gaya geseknya yang sangat rendah, pelumasnya sangat sederhana, cukup dengan gemuk (*steand pead*), bahkan pada jenis yang memakai sil sendiri tidak perlu memakai pelumas lagi. Pada waktu memilih

bearing ciri masing-masing harus dipertimbangkan sesuai dengan pemakaiannya, lokasi dan macam beban yang dialami.



Gambar 2.4 Tipe Bearing Gelinding
 Sumber: Suhariyanto, Elemen Mesin II

2.3.13 Beban Ekvivalen pada *Bearing*

Beban ekvivalen adalah beban radial yang konstan yang bekerja pada bantalan dengan ring dalam yang berputar dan ring luar yang tetap, dan akan memberikan umur yang sama, seperti bila *bearing* bekerja dengan kondisi nyata untuk beban dan putaran yang sama.

Beban ekvivalen pada *bearing* adalah :

$P = V \cdot Fr$

(2-15)

Dimana :

- P = Beban ekvivalen (*kgf*)
- Fr = Beban Radial (*kgf*)
- V = Faktor putaran konstanta

- = 1,0 untuk ring dalam yang berputar
- = 1,2 untuk ring luar yang berputar

2.3.14 Prediksi Umur *Bearing*

Dalam memilih *bearing* gelinding, umur bearing sangat perlu diperhatikan. Ada beberapa definisi mengenai umur *bearing*, yaitu :

1. Umur (*Life*)
Didefinisikan sebagai jumlah perputaran yang dapat dicapai dari bearing sebelum mengalami kerusakan atau kegagalan yang pertama pada masing-masing elemennya seperti *roll* atau bola atau ring.
2. Umur berdasarkan kepercayaan (*Rating Life*)
Didefinisikan sebagai umur yang dicapai berdasarkan kepercayaan (*reliability*) 90% berarti dianggap 10% kegagalan dari jumlah perputaran. Umur ini disimbolkan dengan L_{10} dalam jumlah perputaran atau L_{10h} dengan satuan jam dengan anggapan putarannya konstan.
3. Basis kemampuan menerima beban (*Basic Load Rating*)
Disebut juga dengan *basic load rating* (beban dinamik) diartikan sebagai beban yang mampu diterima dalam keadaan dinamis berputar dengan jumlah putaran konstan 10^6 putaran dengan ring luar tetap dan ring dalam yang berputar.
4. Kemampuan menerima beban statis (*Basic Static Load Rating*)
Didefinisikan sebagai jumlah beban radial yang mempunyai hubungan dengan defleksi total yang terjadi secara permanen pada elemen-elemen bearingnya, yang diberikan tekanan, disimbolkan dengan C_0 .

Umur dari *bearing* dapat dihitung dengan persamaan di bawah ini:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^B \frac{10^6}{60.n} \dots\dots\dots(2-16)$$

Dimana :

- L_{10} = Umur *bearing* (jam kerja)
- P = Beban ekivalen (kgf)
- C = Beban dinamis (kgf)
- B = Konstanta tergantung tipe *bearing*
 = 3,0 untuk *bearing* bola
 = 10/3 untuk *bearing* roll
- n = Jumlah putaran (rpm)

2.3.15 Pasak

Seperti halnya baut dan sekrup, pasak digunakan untuk membuat sambungan yang dapat dilepas yang berfungsi untuk menjaga hubungan putaran relatif antara poros dengan elemen mesin yang lain seperti : Roda gigi, Pulley, Sprocket, Impeller dan lain sebagainya.

Distribusi tegangan secara aktual pada sambungan pasak tidak dapat diketahui secara lengkap, maka dalam perhitungan tegangan disarankan menggunakan faktor keamanan sebagai berikut :

1. Untuk torsi yang tetap dan konstan $N = 1,5$
2. Untuk beban kejut yang kecil (rendah) $N = 2,5$
3. Untuk beban kejut yang besar terutama bolak – balik $N = 4,5$

Pada pasak yang rata, sisi sampingnya harus pas dengan alur pasak agar pasak tidak menjadi goyah dan rusak. ukuran dan standard yang digunakan terdapat dalam lapisan. Untuk pasak, umumnya dipilih bahan yang mempunyai kekuatan tarik lebih dari 60 kg/ mm, lebih kuat daripada porosnya. Kadang sengaja 2 dipilih bahan yang sengaja lemah untuk pasak, sehingga pasak terlebih dahulu rusak daripada

porosnya. Ini disebabkan harga pasak yang murah serta mudah menggantinya.

Menurut bentuk dasarnya pasak dapat dibedakan menjadi:

1. Pasak datar (Square key)
2. Pasak Tirus (Tapered key)
3. Pasak setengah silinder (Wood ruff key)

Menurut arah gaya yang terjadi pasak digolongkan menjadi :

1. Pasak memanjang (Spie)

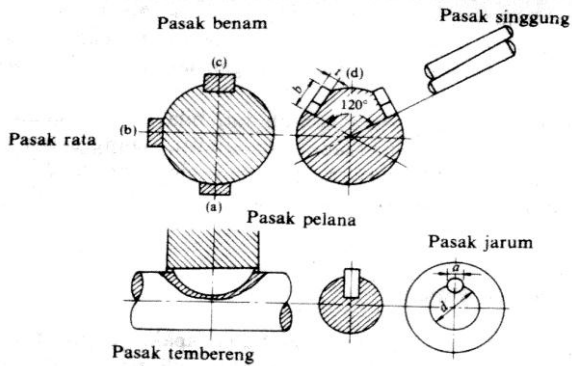
Pasak yang menerima gaya sepanjang pasak terbagi secara merata. Pasak ini dibedakan menjadi pasak baji, pasak kepala, pasak benam dan pasak tembereng.

2. Pasak melintang (pen)

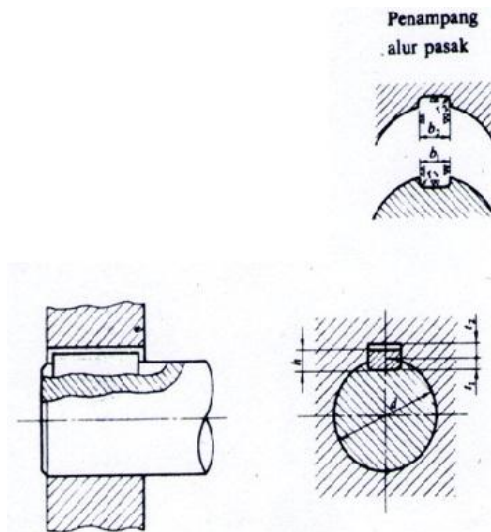
Pasak yang menerima gaya melintang pada penampang pen. Pen ini dapat menjadi dua yaitu pen berbentuk pipih dan pen berbentuk silindris.

Pada perencanaan mesin pemeras kopra ini dipakai tipe pasak datar segi empat karena dapat meneruskan momen yang besar dan komersial pasak ini mempunyai dimensi yaitu lebar (W).

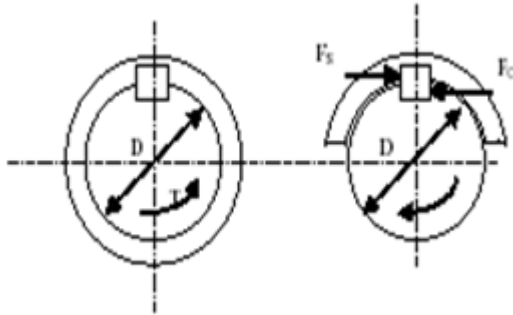
Perlu diperhatikan bahwa lebar pasak sebaiknya antara 25 - 35 % dari diameter poros, dan panjang pasak jangan terlalu panjang dibandingkan dengan diameter poros (antara 0,75 sampai 1,5 D). Karena lebar dan tinggi pasak sudah distandardkan.



Gambar 2.5 Macam-macam pasak
(Sularso, Kiyokatsu Suga; 1997.Hal 24)



Gambar 2.6 Penampang alur pasak
(Sularso, Kiyokatsu Suga; 1997.Hal 10)



*Gambar 2.6 Gaya yang terjadi pada pasak
(Sularso, Kiyokatsu Suga; 1997.)*

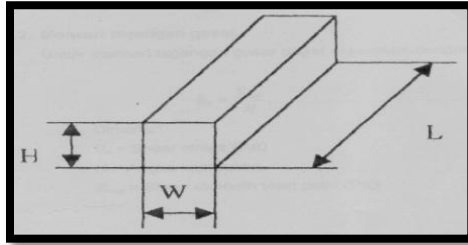
Keterangan :

- h = Tinggi pasak (mm)
- b = Lebar pasak (mm)
- L = Panjang pasak (mm)
- F_s = Gaya geser (kg/mm^2)
- F_c = Gaya Kompresi (kg/mm^2)

Bila poros berputar dengan torsi sebesar T maka pasak akan menerima gaya F dan selanjutnya akan menimbulkan tegangan geser (σ_s) dan tegangan kompresi (σ_c).

2.3.16 Perencanaan Pasak

Pasak adalah bagian elemen mesin yang berfungsi untuk menyambung dan juga untuk menjaga hubungan putaran relatif antara poros dengan peralatan mesin yang lain.



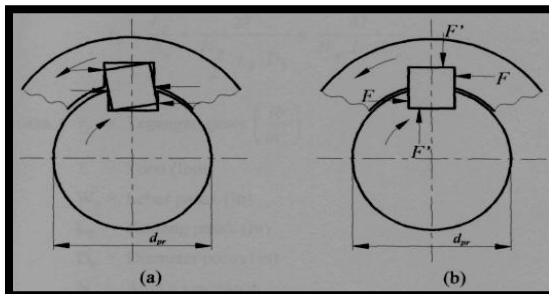
Gambar 2.7 Dimensi Pasak

Sumber: Sularso, Dasar perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin

Distribusi tegangannya dapat terjadi, sehingga dalam perhitungan tegangan disarankan menggunakan faktor keamanan sebagai berikut :

- $N = 1$ untuk torsi yang tetap atau konstan
- $N = 2,5$ untuk beban kejut kecil atau rendah
- $N = 4,5$ untuk beban kejut yang besar terutama dengan bolak balik.

Perlu diperhatikan bahwa lebar pasak sebaiknya antara 25% sampai 30 % dari diameter poros, dan panjang pasak jangan terlalu panjang dibandingkan dengan diameter poros, yaitu antara 0,75 s/d 1,5 kali dameternya. Pasak mempunyai standardisasi yang sesuai dengan desain yang dibutuhkan.



Gambar 2.8 Kedudukan pasak terhadap poros

Sumber: Sularso, Dasar perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin

2.3.17 Gaya yang Bekerja Pada Pasak

Pada perencanaan alat ini, pasak yang digunakan adalah pasak datar segi empat. Pasak tipe ini umumnya mempunyai dimensi lebar (W) dan tinggi (H) yang besarnya sama dan kira-kira sama dengan 0,25 diameter poros. Dari tinggi sebesar H tersebut setengahnya masuk kedalam hub. Bila pasak berputar dengan torsi sebesar T, maka akan menghasilkan gaya yang bekerja pada diameter luar poros dan gaya inilah yang akan bekerja pada pasak.

$$r = \frac{D}{2}$$

$$F = \frac{T}{r}$$

$$F = \frac{2 \cdot T}{D} \text{ (kgf)} \quad \dots\dots\dots(2.17)$$

Dimana :

- F = Gaya pada pasak (kgf)
- T = Torsi (kgf. mm)
- D = Diameter (mm)
- r = Jari-jari (mm)

2.3.18 Perhitungan Berdasarkan Tegangan Geser

Perhitungan tegangan geser dihitung menggunakan rumus berikut:

$$\tau_s = \frac{F}{A_s} \quad \dots\dots\dots(2.18)$$

$$\tau_s = \frac{F}{W \cdot L} \quad \dots\dots\dots(2.19)$$

$$\tau_s = \frac{2 \cdot T}{D \cdot W \cdot L} \quad \dots\dots\dots(2.20)$$

Dimana :

- τ_s = Tegangan geser (Pa)
 F = Gaya pada pasak (N)
 W = Lebar pasak (mm)
 L = Panjang pasak (mm)
 D = Diameter poros (mm)

Tegangan ijin pada pasak

$$|\tau_s| = \frac{K_s \cdot Syp}{N} \dots\dots\dots(2.21)$$

Dengan alasan keamanan maka nilai tegangan geser pada pasak harus lebih kecil satu sama dengan nilai tegangan ijin geser pada pasak.

$$|\tau_s| \geq \tau_s$$

$$\frac{K_s \cdot Syp}{N} \geq \frac{2 \cdot T}{D \cdot W \cdot L}$$

$$L \geq \frac{2 \cdot T \cdot N}{Ks \cdot Syp \cdot W \cdot D} \text{ (mm)} \dots\dots\dots(2.22)$$

Dimana : N adalah nilai keamanan pasak dan nilai Syp pasak (diketahui dengan melihat tabel properti bahan)

2.3.19 Perhitungan Berdasarkan Tegangan Kompresi

Tegangan kompresi dihitung menggunakan rumus berikut:

$$\sigma_c = \frac{F}{A_c}$$

$$\sigma_c = \frac{F}{0,5 \cdot H \cdot L}$$

$$\sigma_c = \frac{4 \cdot T}{D \cdot H \cdot L} \text{ (pa)} \dots\dots\dots(2.23)$$

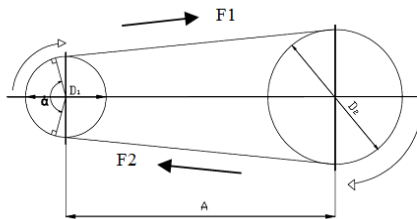
Dimana :

σ_c	= Tegangan kompresi	(Pa)
F	= Gaya pada pasak	(N)
H	= Tinggi pasak	(mm)
L	= Panjang pasak	(mm)
D	= Diameter poros	(mm)

2.3.20 Perencanaan Belt dan Pulley

Adapun perencanaan transmisi daya yang digunakan pada mesin pengirat bambu adalah belt yang terpasang pada dua buah pulley, yaitu pulley penggerak dan pulley yang digerakkan. Sedangkan belt yang digunakan adalah jenis V-Belt dengan penampang melintang bentuk trapesium karena transmisi ini tergolong sederhana serta lebih murah dibandingkan dengan penggunaan transmisi yang lain.

Jenis V-belt terbuat dari karet dan mempunyai penampang trapesium. Tenunan atau semacamnya dipergunakan sebagai inti sabuk untuk membawa tarikan yang besar. V-belt dibelitkan dikeliling alur pully yang berbentuk V-belt pula.



*Gambar 2.9 Transmisi belt dan pulley
(Sularso, Kiyokatsu Suga; 1997.Hal 168)*

Adapun perencanaan transmisi belt dan pulley motor ke pulley yang digerakkan dimana direncanakan.

2.3.21 Diameter Pulley

Diameter pulley yang terlalu kecil akan memperpendek umur sabuk. Dalam *tabel* telah diberikan diameter pulley minimum yang diizinkan dan dianjurkan menurut sabuk yang bersangkutan.

Diameter pulley yang diijinkan dan dianjurkan (mm)

Penampang	A	B	C	D	E
Diameter min. yang diizinkan	65	115	175	300	450
Diameter min. yang dianjurkan	95	145	225	350	550

mus

perbandingan reduksi i ($i > 1$).

$$\frac{n_1}{n_2} = i = \frac{d_2}{d_1} \dots\dots\dots(2.24)$$

Maka dapat dihitung diameter pulley yang digerakkan :

$$d_2 = i \cdot d_1 \dots\dots\dots(2.25)$$

Dimana :

- i = Perbandingan reduksi
- n_1 = Putaran pulley penggerak (*rpm*)
- n_2 = Putaran pulley yang digerakkan (*rpm*)
- d_1 = Diameter pulley penggerak (*mm*)
- d_2 = Diameter pulley yang digerakkan (*mm*)

(Sularso, Kiyokatsu, 1978: Dasar Pemilihan dan Penelitian Elemen Mesin, Hal 166)

2.3.22 Kecepatan Keliling Pulley

Kecepatan pada belt dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \dots\dots\dots(2.26)$$

Dimana :

- v = Kecepatan (m/s)
- d_1 = Diameter pulley penggerak (mm)
- n_1 = Putaran per menit (rpm)

(Sularso, Kiyokatsu, 1978: Dasar Pemilihan dan Penelitian Elemen Mesin, Hal 166)

2.3.23 Diameter Ekivalen

Diameter ekivalen ditentukan dengan memperhatikan faktor diameter kecil (F_b).

$$d_e = d_1 \cdot F_b \dots\dots\dots(2.27)$$

Dimana :

- d_e = Diameter ekivalen (mm)
- d_1 = Diameter pulley penggerak (mm)
- F_b = Faktor diameter kecil (mm)

(Machine Design Databook.pdf, Chapter 21.22)

2.3.24 Panjang Belt

Panjang belt yang akan digunakan, dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} (d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \dots\dots\dots(2.28)$$

Dimana :

- L = Panjang belt (mm)
- a = Jarak antar poros (mm)
- d_2 = Diameter pulley yang digerakan (mm)
- d_1 = Diameter pulley penggerak (mm)

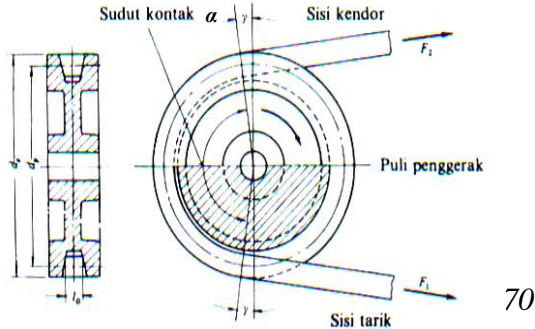
(Machine Design Databook.pdf, Chapter 21.34)

a = 1,5 sampai 2 kali pulley besar.

(Sularso, Kiyokatsu, 1978: Dasar Pemilihan dan Penelitian Elemen Mesin, Hal 166)

2.3.25 Sudut Kontak

Adalah besarnya sudut kontak antara pulley dan belt. Untuk mengetahui berapa derajat sudut kontak dan panjang belt yang akan digunakan, dapat dihitung dengan menggunakan rumus-rumus sebagai berikut :



$$\alpha = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \times 60^\circ \dots\dots\dots(2.29)$$

Dimana :

- \$\alpha\$ = Sudut kontak (\$^\circ\$)
 - \$D_2\$ = Diameter pulley besar (mm)
 - \$D_1\$ = Diameter pulley kecil (mm)
 - \$A\$ = Jarak antar poros (mm)
- (Sularso, Kiyokatsu Suga; 1994.Hal 173)

2.3.26 Power Rating Per Strand

Besarnya daya yang dapat ditransmisikan oleh 1 sabuk.

$$P^* = v \left(\frac{0,45}{v^{0,09}} - \frac{19,62}{d_e} - \frac{0,765 \cdot v^2}{10^4} \right) \dots\dots\dots(2.30)$$

Dimana :

- \$P^*\$ = Daya rata-rata per sabuk (kW)

v = Kecepatan linier sabuk (m/s)
 d_e = Diameter ekivalen (mm)

(Machine Design Databook.pdf, Chapter 21.22)

2.3.27 Jumlah Sabuk

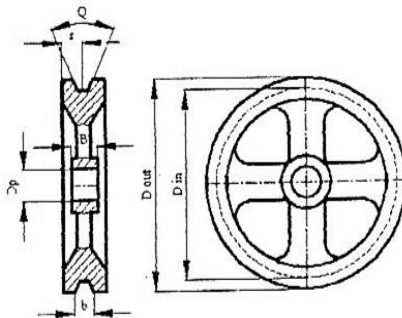
$$Z = \frac{P \cdot F_a}{P^* \cdot F_c \cdot F_d} \dots\dots\dots(2.31)$$

Dimana :

Z = Jumlah sabuk
 P = Daya (kW)
 F_a = Faktor koreksi beban
 P^* = Daya rata-rata per sabuk (kW)
 F_c = Faktor koreksi panjang belt
 F_d = Faktor koreksi sudut kontak

(Machine Design Databook.pdf, Chapter 21.34)

2.3.28 Dimensi Pulley



Gambar 2.11 Dimensi pulley
 (Suhariyanto.2006.Diktat Elemen Mesin I)

Keterangan :

S = Jarak antara tepi dan tengah alur pulley (mm)

b = Lebar alur pulley (mm)
 φ = Sudut alur pulley ($^{\circ}$)
 B = Lebar pulley (mm)
 D_{in} = Diameter dalam pulley (mm)
 D_{out} = Diameter luar pulley (mm)

Data-data untuk mencari diameter luar dan dalam pulley poros motor dan pulley poros yang digerakkan, didapat dari (*lampiran 13*) tentang spesifikasi V-Belt Type A.

Diameter luar pulley $D_{out} = D_m + 2.c$ (2.32)

Diameter dalam pulley $D_{in} = D_m - 2.e$ (2.33)

Lebar pulley $B = (Z-1) t + 2 . s$ (2.34)

Dimana :

D_{out} = Diameter luar pulley (mm)

D_{in} = Diameter dalam pulley (mm)

B = Lebar pulley (mm)

Z = Jumlah belt

(Dobrovolsky, 1978: Machine Element, hal.221)

2.3.29 Gaya-Gaya pada Belt dan Pulley

Daya rencana dihitung dengan mengalikan daya yang akan diteruskan dengan faktor koreksi (*lampiran*).

$P_d = P . f_c$ (2.35)

Dimana :

P_d = Daya rencana (kW)

P = Daya (kW)

f_c = faktor koreksi

(Sularso, Kiyokatsu, 1978:, Hal 166)

- Gaya efektif yang bekerja sepanjang lingkaran jarak bagi alur pulley :

$F_e = \frac{P_d . 102}{v}$ (2.36)

- Gaya Tarik

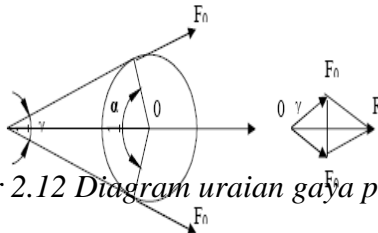
$$\circ F_e = F_1 - F_2 \dots\dots\dots(2.37)$$

$$\circ \frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \cdot \theta} \dots\dots\dots(2.38)$$

Dimana :

- F_e = Gaya efektif (kg)
- F_1 = Gaya pada sisi tarik (kg)
- F_2 = Gaya pada sisi kendur (kg)
- μ = Koefisien gesek
- θ = Sudut kontak (0)

2.3.30 Gaya Pulley Terhadap Poros



Gambar 2.12 Diagram uraian gaya pada poros pulley

Gaya pulley terhadap poros merupakan gaya resultan dari F_1 dan F_2 . Besarnya gaya pulley yang terjadi pada poros dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$F_R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2} \dots\dots\dots(2.39)$$

Dimana :

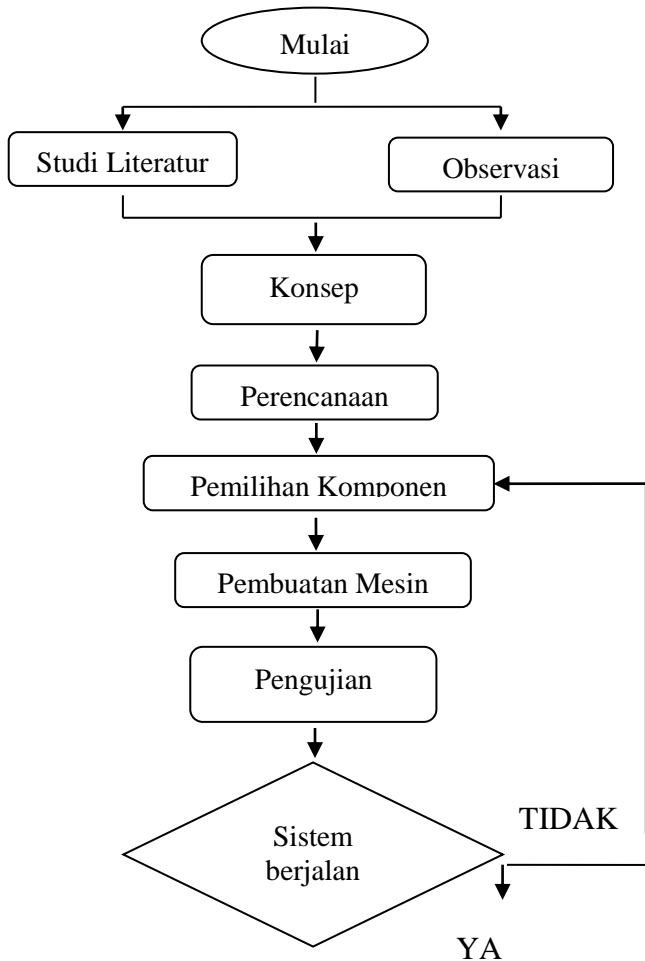
- F_R = Gaya resultan (kg)
- F_1 = Gaya pada sisi tarik (kg)
- F_2 = Gaya pada sisi kendur (kg)

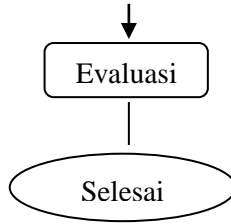
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB III METODOLOGI

Untuk lebih memperjelas dalam metode penyusunan Tugas Akhir ini disusun dengan diagram alir seperti berikut :

3.1 Diagram Alir Perencanaan





Gambar 3.1 Diagram alir perencanaan rancang bangun mesin

Dalam perencanaan membuat mesin pengaduk adonan donat ini menggunakan metode penelitian, meliputi :

1. Studi literatur

Studi literatur dilakukan dengan mempelajari buku-buku pedoman yang berhubungan dengan sistem pengadukan (spinning), hasil publikasi ilmiah, serta melalui penelitian yang berhubungan dengan perencanaan system pengadukan dalam rangka memperoleh dasar teori dan melengkapi perancangan.

2. Observasi lapangan

Sedangkan observasi atau studi lapangan untuk pengambilan data dilakukan dengan cara survei langsung untuk mendapatkan informasi dan data-data mengenai cara pembuatan produk adonan dan jenis material apa saja yang digunakan. Serta untuk mengetahui dimana titik kekurangan pada mesin – mesin pengaduk adonan sederhana yang sudah ada.

3. Konsep

Mesin ini akan digunakan industri pangan yang kecil karena kapasitas adonan yang dihasilkan kecil, dengan kondisi tempat yang sempit, mudah untuk dioperasikan dan menghemat tenaga.

4. Perencanaan

Perencanaan ini dilakukan dengan cara mengaplikasikan dasar teori yang telah ada dan menggunakannya dalam perhitungan perancangan, sehingga dapat diketahui mengenai mekanisme kerja yang diinginkan agar alat tersebut aman dalam pengoperasian.

5. Pembuatan Mesin

Pada tahapan ini dilakukan proses permesinan pada rancang bangun alat yang diperoleh dari perencanaan dan perhitungan mesin. Dan dari hasil perhitungan dan perencanaan dapat diketahui spesifikasi dari bahan maupun dimensi dari komponen yang akan diperlukan untuk pembuatan alat. Dari komponen yang diperoleh kemudian dilakukan perakitan untuk membuat alat yang sesuai dengan desain yang telah dibuat.

6. Pengujian

Setelah rancang bangun alat selesai, dilakukan pengujian mesin tersebut dan dicatat hasil pengujiannya, apakah mesin tersebut berjalan baik atau tidak.

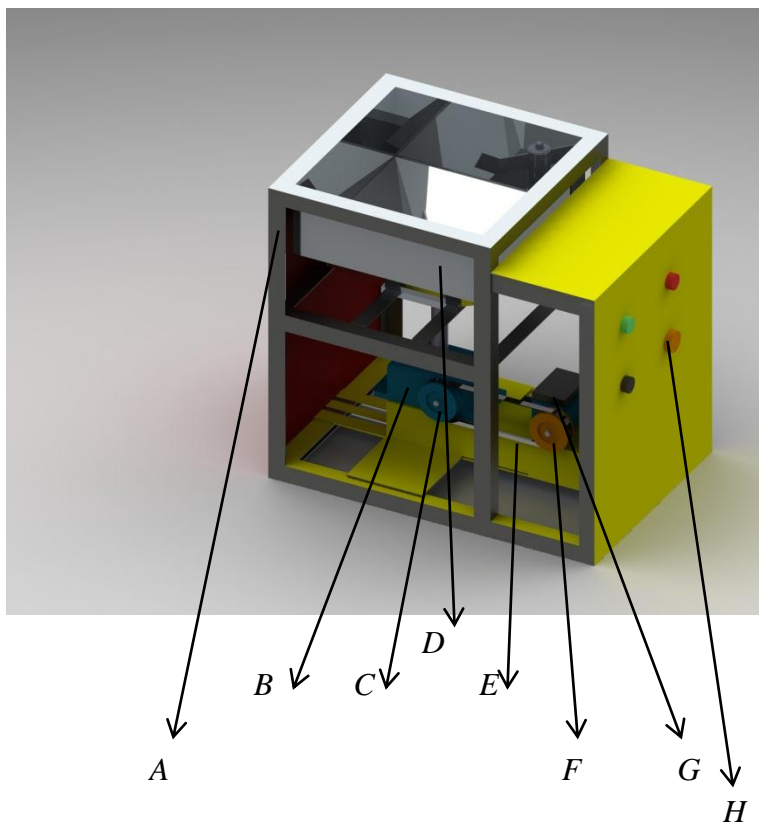
7. Evaluasi

Tahap ini dilakukan dengan menarik kesimpulan yang didapat dari hasil pengujian yang telah dilakukan dan dilanjutkan dengan pembuatan laporan.

3.2 Cara Kerja Mesin Pengaduk Adonan Donat

Cara kerja mesin pengaduk adonan ini sangat sederhana, pengguna hanya menekan tombol on/off yang tersedia pada panel dimesin. Berikut adalah runtutan sistem pemakaian mesin pengaduk adonan ini :

- 1) Siapkan semua bahan – bahan yang digunakan untuk pembuatan adonan.
- 2) Masukkan semua bahan – bahan tersebut kedalam wadah mesin diawali dengan tepung.
- 3) Putar tombol on untuk memutar pisau pengaduk mesin.
- 4) Tunggu sampai adonan mulai kental dan merata.
- 5) Jika sudah selesai putar kembali tombol off untuk menghentikan putaran pisau.
- 6) Selesai.



Gambar 3.2 Gambar Benda Kerja

Keterangan gambar :

- A. Panci Pengadukan
- B. Gearbox 1:10
- C. Pulley pada gearbox
- D. Poros pada Gearbox
- E. Pulley pada penggerak
- F. Motor $\frac{1}{2}$ PK
- G. Panel Tombol

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisa Gaya

Gaya yang dibutuhkan untuk pengadukan adonan sampai benar – benar kental sebesar 11,7 Kgf dalam waktu 15 menit dengan kapasitas adonan tiap 1 kg.

4.2 Kebutuhan Daya Pada Mesin Tanpa Beban

Untuk mencari kebutuhan daya di gunakan rumus berikut :

Diketahui :

$$\begin{aligned}m_{\text{poros}} &= 1 \text{ kg} \\m_{\text{pengaduk}} &= 0,4 \text{ kg} \\r_{\text{poros}} &= 15 \text{ mm} = 0,015\text{m} \\r_{\text{pengaduk}} &= 110\text{mm} = 0,11\text{m}\end{aligned}$$

Jadi :

$$\begin{aligned}I_1 &= \frac{1}{2} m_{\text{poros}} \cdot (r_{\text{poros}})^2 \\&= \frac{1}{2} \cdot 1 \cdot (0,015)^2 \\&= 1,125 \times 10^{-4}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}I_2 &= \frac{1}{2} m_{\text{pengaduk}} \cdot (r_{\text{pengaduk}})^2 \\&= \frac{1}{2} \cdot 0,4 (0,11)^2 \\&= 24,2 \times 10^{-4}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
I_{\text{total}} &= I_1 + I_2 \\
&= 1,125 \times 10^{-4} + 24,2 \times 10^4 \\
&= 25,325 \times 10^{-4} \\
a &= \frac{2\pi n^2}{60} \\
&= 2,3,14 \cdot \frac{(23,3)^2}{60} \\
&= 56,82
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
N_1 &= I \times a \\
&= 25,2 \times 10^{-4} \times 56,82 \\
&= 0,14 \text{ Hp}
\end{aligned}$$

Diketahui :

$$\rho = 350 \text{ kg/m}^3 = 0,68 \text{ slug/ft}^2$$

$$\mu = 0,6 \text{ N.s/m}^2 = 0,06 \text{ pa.s} = 12,54 \times 10^{-4} \text{ lbf.s/ft}^2$$

$$L = 0,04 \text{ m} / 0,3048 = 0,131 \text{ ft}$$

$$N = 140 \text{ rpm} = 2,33 \text{ rps}$$

$$D = 0,34 \text{ m} = 1,12 \text{ ft}$$

$$W = 0,03 \text{ m} = 0,09 \text{ ft}$$

$$H = 0,11 \text{ m} = 0,36 \text{ ft}$$

$$\begin{aligned}
N_2 &= 0,000129 \cdot L^{2,72} \cdot \mu^{0,14} \cdot N^{2,86} \cdot \rho^{0,86} \cdot D^{1,1} \cdot W^{0,3} \cdot H^{0,6} \\
&= 0,000129 (0,131)^{2,72} \cdot (12,54 \times 10^{-4})^{0,14} \cdot (2,33)^{2,86}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & (0,68)^{0,86} \cdot (1,12)^{1,1} \cdot (0,09)^{0,3} \cdot (0,36)^{0,6} \\
 & = 0,000129 \cdot 0,004 \cdot 0,39 \cdot 11,24 \cdot 0,72 \cdot 1,13 \cdot 0,48 \cdot \\
 & 0,54 \\
 & = 0,37 \text{ Hp}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 N_{\text{total}} &= N_1 + N_2 \\
 &= 0,14 \text{ Hp} + 0,37 \text{ Hp} \\
 &= 0,51 \text{ Hp}
 \end{aligned}$$

$$\text{Untuk } n_n = 0,95$$

$$N = \frac{N_{\text{total}}}{n_n}$$

$$= \frac{0,61}{0,95}$$

$$= 0,54 \text{ Hp}$$

Dari hasil perhitungan diatas, maka diputuskan dalam perencanaan mesin pengaduk adonan donat ini menggunakan motor AC ½ Phase dengan daya 0,5Hp ,0,37kw,dan putaran 1400 rpm.

4.3 Perhitungan Torsi

Perhitungan torsi saat motor sudah direduksi dengan gearbox dan menghasilkan putaran 140.

Dimana: $P = 0,37 \text{ kW}$

$$n = 140 \text{ Rpm}$$

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{P}{n}$$

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{0,37}{140}$$

$$T = 2574,14 \text{ kg.f}$$

4.4 Perhitungan Gaya

Dimana: $T = 2574,14 \text{ kg.f}$

$$r = 110 \text{ mm}$$

$$F_s = ?$$

$$T = F_s \cdot r$$

$$F_s = \frac{T}{r}$$

$$= \frac{2574,14 \text{ kg.f}}{110 \text{ mm}}$$

$$= 23,4 \text{ kg.f/mm}$$

4.5 Perhitungan Wadah Adonan

Di rencanakan adonan yang akan di proses adalah 3 kg. Dengan rincian 3 kg tepung dan bahan yang lain menyesuaikan.

Massa jenis adonan (ρ) :

m = massa adonan dalam 1 liter

$$\rho = \frac{m}{v}$$

$$= \frac{0,35}{10^{-3} m^3}$$

$$= 350 \text{ kg/m}^3$$

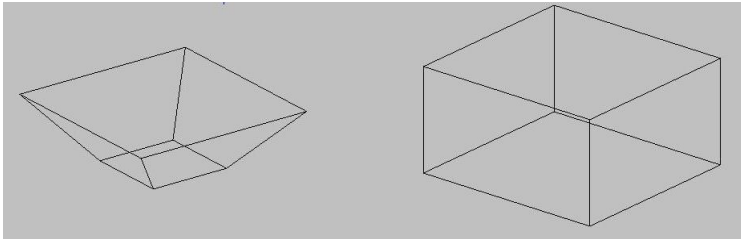
Volume kapasitas adonan yang dimasukkan (v) :

$$V = \frac{3\cancel{\text{kg}}}{350\cancel{\text{kg}}/\text{m}^3}$$

$$= 0,008 \text{ m}^3 = 8 \text{ liter}$$

Wadah pengadukan harus memiliki volume lebih dari 8 liter agar bisa memproses dengan baik. Wadah pengadukan mengikuti bentuk dari pisau pengaduk.

Dan direncanakan sebagai berikut :



Untuk menghitung volume wadah trapezium tersebut, di potong dulu menjadi 3 bagian. Yaitu 2 prisma dan satu balok.

V prisma = Luas alas x tinggi

$$= \sqrt{s(s-a)(s-b)(s-c)} \times 150$$

$$= \sqrt{195,15(100,15)(180,15)(49,85)} \times 150$$

$$= \sqrt{17.223.410,8} \times 150$$

$$= 4.150,1 \times 150$$

$$= 622.516,5 \text{ mm}^3 = 0,6 \text{ liter}$$

$$\text{Volume Balok} = s \times s \times s$$

$$= 150 \times 150 \times 110$$

$$= 2.475.000 \text{ mm}^3$$

$$= 2,5 \text{ liter}$$

Volume total wadah bagian bawah adalah :

$$= 2 \times (\text{V.prisma}) + \text{V. Balok}$$

$$= 2 \times (0,6) + 2,5$$

$$= 3,7 \text{ liter}$$

Volume wadah bagian atas :

$$V = s \times s \times s$$

$$= 340 \times 340 \times 190$$

$$= 21.964.000 \text{ mm}^3$$

$$= 21,9 \text{ liter}$$

Total Volume wadah pengaduk adalah:

$$= 21,9 + 3,7$$

$$= 25,6 \text{ liter}$$

4.6 Belt Dan Pulley

Mesin ini menggunakan belt dan pulley sebagai transmisi daya. Penggunaan belt ini bertujuan untuk meningkatkan efisiensi daya.

Data yang diketahui :

P = Daya yang ditransmisikan 0,5 HP

n_1 = Putaran pada pulley motor 1400 rpm

n_2 = Putaran pada pulley gear box 1400 rpm

4.6.1 Belt

Pada sub bab belt ini akan menghitung daya perencanaan, momen torsi, tipe belt yang digunakan, kecepatan belt, panjang belt, tegangan maksimal belt dan umur belt agar penggunaan belt aman.

4.6.2 Daya Perencanaan

Besarnya daya perencanaan belt (P_d) bisa dihitung dengan rumus berikut :

$$P_d = f_c \times P$$

Dimana :

f_c = Faktor koreksi (didapatkan pada lampiran tabel dengan pertimbangan variasi beban kecil dan jumlah jam kerja 8-10 jam perhari dengan nilai 1,3)

Jadi

$$P_d = 1,3 \times 0,5 \text{ HP} = 0,65 \text{ HP}$$

4.6.3 Momen Torsi

Besarnya momen torsi belt (T) bisa dihitung

dengan rumus berikut :

$$T = 716.200 \times \frac{P_d}{n_1}$$

$$T = 716.200 \times \frac{0,65}{1400} = 332,521 \text{ kg.cm}$$

4.6.4 Tipe Belt

Tipe belt ditentukan oleh daya perencanaan (P_d) dan putaran pulley pada mesin (n_1) agar belt aman saat digunakan.

Dimana :

P_d = Daya perencanaan = 0,65 HP = 0,48 KW

n_1 = Putaran pulley pada mesin = 1400 rpm

4.6.5 Pemilihan atau perhitungan Diameter

Untuk memilih atau mengitung besarnya diameter pulley, dapat menggunakan rumus perbandingan putaran i .

4.6.6 Kecepatan V Belt

Besarnya kecepatan v belt dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$$

Dimana :

d_1 = diameter pulley pada motor sebesar 76,2 mm

n_1 = putaran pulley pada motor sebesar 1400 rpm

Jadi :

$$v = \frac{3,14 \cdot 76,2 \text{ mm} \cdot 1400 \text{ rpm}}{60 \times 1000} = 5,58 \text{ m/s}$$

4.6.7 Panjang V Belt dan Tipe Belt

Besarnya panjang v belt dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$L = 2 \cdot C + \frac{\pi}{2}(d) + \frac{(d)^2}{4 \cdot C}$$

Dimana :

d = diameter pulley pada motor sebesar 101,6 mm

C = Jarak antar poros pulley yang direncanakan sepanjang 220 mm, karena disesuaikan dengan posisi motor dan gear box

$$L = 2 \times 220 \text{ mm} + \frac{3,14}{2}(76,2 \text{ mm}) + \frac{(76,2 \text{ mm})^2}{4 \cdot 220 \text{ mm}}$$

$$\begin{aligned} \text{Jadi :} \quad &= 440 \text{ mm} + 119,63 \text{ mm} + 6,6 \text{ mm} \\ &= 566,23 \text{ mm} \end{aligned}$$

Dikarenakan hasil perhitungan panjang belt tidak termasuk dalam standart maka kami menggunakan panjang belt yang standart yaitu A19 = 21,3 inch = 541,02 mm.

4.6.8 Sudut Kontak

Besarnya sudut kontak belt dengan pulley bisa dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$\alpha = 180^\circ - \frac{d}{C} \times 60^\circ$$

Jadi :

$$\begin{aligned}\alpha &= 180^\circ - \left[\frac{76,2 \text{ mm}}{220 \text{ mm}} \cdot 60^\circ \right] \\ &= 180^\circ - 20,78^\circ = 159,22 \\ a &= 159,22 : 180 \times 3,14 = 2,78 \text{ rad}\end{aligned}$$

4.6.9 Gaya Efektif Belt

Besarnya gaya efektif belt bisa dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu' \alpha}$$

$$F_e = F_1 - F_2$$

Dimana :

α = sudut kontak = 2,78 rad

μ = koefisien gesek antara belt ban pulley = 0,22

dilihat dari bahan pulley (cast iron) dan bahan V beltnya (solid woven)

$$e = 2,71$$

F_1 = Gaya pada belt yang kencang (kgf)

F_2 = Gaya pada belt yang kendur (kgf)

Jadi :

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu' \alpha}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = 2,71^{0,22 \cdot 2,78} = 2,71^{0,6}$$

$$F_1 = 1,82 F_2$$

$$F_e = \frac{T_1}{r_1} = \frac{2574,14 \text{ kg.mm}}{220 \text{ mm}} = 11,7 \text{ kgf}$$

$$F_e = F_1 - F_2$$

$$11,7 \text{ kg} = 1,82 F_2 - F_2$$

$$10,77 \text{ kg} = 0,82 F_2$$

$$F_2 = 13,1 \text{ kgf}$$

$$F_1 = 1,92 F_2 = 1,92 \times 13,1 \text{ kgf} \\ = 25,152 \text{ kgf}$$

4.6.10 Tegangan Maksimum Pada Belt

Besarnya tegangan maksimum pada belt dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{F_e}{2.A} + \frac{\gamma.v^2}{10.g} + E_b \frac{h}{D_{\min}}$$

Dimana :

σ_0 = Tegangan awal = 12 kg/cm^2 untuk V belt

F_e = $11,7 \text{ kg}$

v = kecepatan V belt = $5,58 \text{ m/s} = 558 \text{ cm/s}$

h = ketebalan V belt tipe A = $8 \text{ mm} = 0,8 \text{ cm}$

A = luas penampang V belt tipe A = $0,8 \text{ cm}^2$

g = percepatan gravitasi = $9,81 \text{ m/s}^2$

γ = berat jenis v belt = $1,3 \text{ kg/dm}^3 = 0.0013 \text{ kg/cm}^3$

(bahan solid woven cotton lampiran)

E_b = modulus elastisitas bahan v belt = 800 kg/cm^2

(bahan solid woven cotton lampiran)

D = diameter pulley

Jadi :

$$\begin{aligned}\sigma_{\max} &= 12 \text{ kg/cm}^2 + \frac{11,7 \text{ kg}}{2 \cdot 0,81 \text{ cm}^2} + \frac{0,0013 \text{ Kg/cm}^3 \cdot (558 \text{ cm/s})^2}{10 \cdot 981 \text{ cm/s}^2} \\ &\quad + 800 \text{ kg/cm}^2 \cdot \frac{0,8 \text{ cm}}{11,7 \text{ cm}} \\ &= 12 \text{ kg/cm}^2 + 7,22 \text{ kg/cm}^2 + 0,73 \text{ kg/cm}^2 + 54,7 \\ &= 74,65 \text{ kg/cm}^2\end{aligned}$$

4.6.11 Jumlah Putaran Per Satuan Panjang

Banyaknya putaran per satuan panjang bisa dihitung menggunakan rumus sebagai berikut :

$$u = \frac{v}{L}$$

Dimana :

v = kecepatan putaran belt yaitu 7,443 m/s

L = panjang belt yaitu 670 mm atau 0,67 m

Jadi :

$$u = \frac{7,443 \text{ m/s}}{0,67 \text{ m}} = 11,1 \text{ s}^{-1}$$

4.6.12 Umur Belt

Lamanya umur belt dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot u \cdot X} \left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m$$

Dimana :

N_{base} = basis atau dasar dari fatigue test = 10^7 cycles
(dilihat pada lampiran)

σ_{fat} = 90 kg/cm² (didapatkan pada lampiran)

σ_{max} = tegangan maksimum = 74,65 kg/cm²

m = 8 (tipe V-Belt dilihat pada lampiran)

u = Jumlah putaran per sekon = 8

X = Jumlah pulley

Jadi :

$$\begin{aligned} H &= \frac{N_{base}}{3600 \cdot u \cdot X} \left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m \\ &= \frac{10^7}{3600 \cdot 8 \cdot 2} \left[\frac{90 \text{ kg/cm}^2}{74,65 \text{ kg/cm}^2} \right]^8 = 774,96 \text{ jam} \end{aligned}$$

4.6.13 Gaya Pulley terhadap Poros

Besarnya gaya pulley yang terjadi pada poros dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$F_R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2}$$

$$\begin{aligned}
&= \sqrt{93,98^2 + 48,95^2} \\
&= 8.832,24 + 2.396,1 \\
&= 105,96 \text{ kgf}
\end{aligned}$$

4.7 Perhitungan Poros

Pada perhitungan poros, pertama yang akan dicari adalah tegangan yang akan diterima atau yang ditimbulkan oleh semua mekanisme yang terpasang pada poros. Yaitu melalui perhitungan mekanika teknik mengenai gaya-gaya yang bekerja dan momen yang terjadi pada poros. Setelah mendapat perhitungan dari semua mekanika teknik yang terjadi pada poros kita akan mencari berapa diameter poros yang harus digunakan agar nantinya alat dapat bekerja dengan aman.

4.7.1 Mencari Besarnya Momen Torsi dan Momen Bending

Sebelum mencari berapa besarnya diameter poros yang seharusnya dipakai terlebih dahulu harus mencari berapa besarnya momen torsi dan momen bending. Besarnya momen torsi dapat dihitung dengan menggunakan rumus.

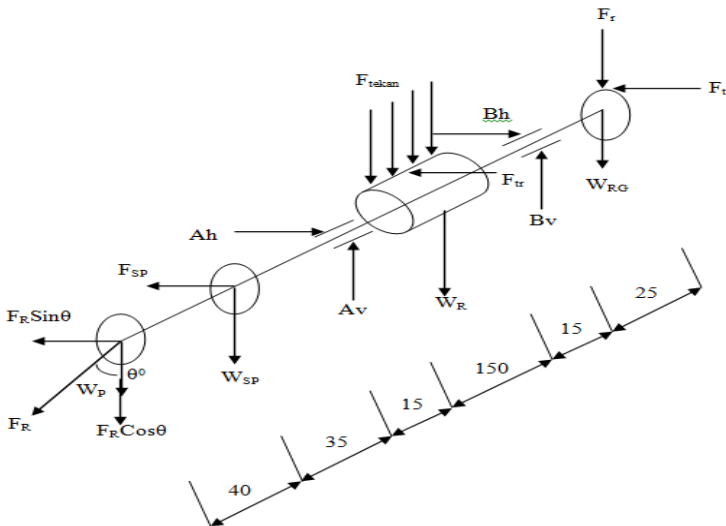
$$T = 9,74 \cdot 10^5 \frac{p}{Np}$$

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \frac{0,37 \text{ Kw}}{140 \text{ rpm}}$$

$$T = 2.574,14 \text{ kg.mm}$$

Selanjutnya setelah menghitung berapa besarnya momen torsi, akan dihitung besarnya momen bending.

4.7.2 Bidang Horisontal dan vertikal

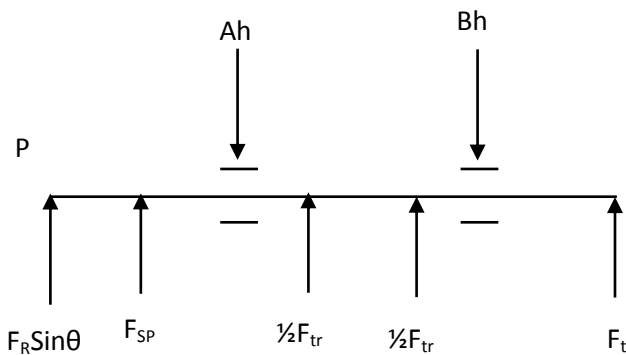


Gambar 4.1 Gaya yang bekerja pada poros

Gaya yang bekerja untuk setiap titik pada poros dan jarak antara titik satu dengan titik yang lain ditentukan dengan mengacu persamaan $\sum M = 0$ dan $\sum F = 0$, maka momen bending dan gaya yang bekerja pada poros untuk bidang horisontal dan vertikal dapat diketahui.

Setelah menghitung gaya dan momen bending yang terjadi maka dibuat bidang lintang (gaya) untuk mengetahui apakah perhitungan diatas sudah benar dan juga agar mudah membuat diagram bidang momen. Dengan membuat diagram bidang momen tersebut kita akan bisa melihat letak momen yang terbesar pada poros.

Tinjauan Bidang Horizontal



Gambar 4.2 Gaya poros horizontal

Diketahui dari data-data sebelumnya:

- $\theta = 45^0$
- $F_R = 105,96 \text{ kgf}$
- $F_R \cdot \sin \theta = 105,96 \text{ kg} \cdot \sin 45^0 = 74,91 \text{ kgf}$
- $F_t = 5,28 \text{ kgf}$
- $F_r = \frac{T}{r} = \frac{4.174,285 \text{ kgf} \cdot \text{mm}}{29 \text{ mm}} = 143,94 \text{ kgf}$
- $F_{tr} = 1,92 \text{ kgf}$

- $F_{sp} = 79,48 \text{ kgf}$

$$+ \sum Fh = 0$$

$$\begin{aligned} 0 &= F_R \sin \theta + F_{sp} - Ah + \frac{1}{2} F_{tr} + \frac{1}{2} F_{tr} - Bh + F_t \\ &= 74,91 + 79,48 - Ah + \frac{1}{2} (1,92) + \frac{1}{2} (1,92) \\ &\quad - Bh + 5,28 \\ &= Ah - Bh \end{aligned}$$

$$Ah + Bh = 161,59 \text{ kg} \dots \dots \dots (1)$$

$$+ \sum Mp = 0$$

$$\begin{aligned} 0 &= F_{sp} (40) - Ah (75) + \frac{1}{2} F_{tr} (90) + \frac{1}{2} F_{tr} (270) \\ &\quad - Bh (285) + F_t (320) \\ &= 79,41 (40) - Ah (75) + \frac{1}{2} (1,92) (90) \\ &\quad + \frac{1}{2} (1,92) (270) - Bh (285) + 5,28 (320) \\ &= 3.176,4 - Ah (75) + 86,4 + 259,2 - Bh (285) \\ &\quad + 1.689,6 \end{aligned}$$

$$Ah (75) + Bh (285) = 5.2108,6 \text{ kg} \dots \dots \dots (2)$$

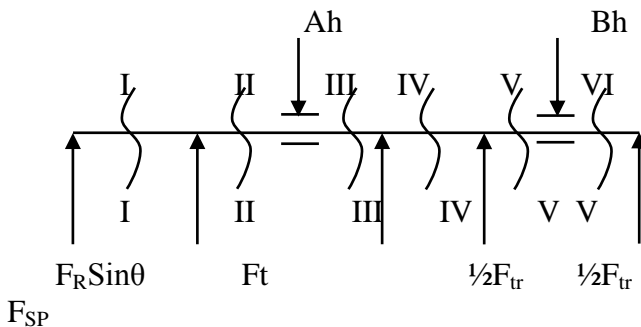
Persamaan 1 dan 2, eliminasi :

$$\begin{array}{rcl} Ah + Bh & = & 161,59 \quad \quad \quad x285 \\ 75Ah + 285Bh & = & 5.208,6 \quad \quad \quad x1 \end{array}$$

$$\begin{array}{rcl} 285Ah + 285Bh & = & 46.053,15 \\ \underline{75Ah + 285Bh = 5.208,6} & & - \\ 210Ah & = & 40.844,55 \\ Ah & = & 194,49kg.....(3) \end{array}$$

Persamaan 3, distribusikan ke persamaan 1 :

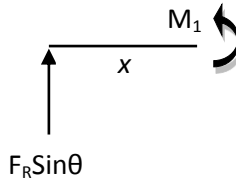
$$\begin{array}{l} Ah + Bh = 161,59 \\ 194,49 + Bh = 161,59 \\ Bh = 161,59 - 194,49 \\ = -32,9kg \end{array}$$



Gambar 4.3 Gaya sebenarnya poros horizontal

Momen Bending Horizontal

- Potongan I-I kiri

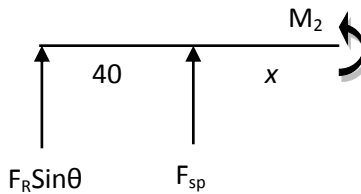


$$\begin{aligned}
 + \sum M &= 0 \\
 &= M_1 - F_R \sin \theta (x) \\
 M_1 &= 105,94 \cdot \sin 45 (x)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 x = 0 &\rightarrow M_1 = 74,91(0) \\
 &= 0
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 x = 40 &\rightarrow M_1 = 74,91(40) \\
 &= 2.996,4 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$

- Potongan II-II kiri

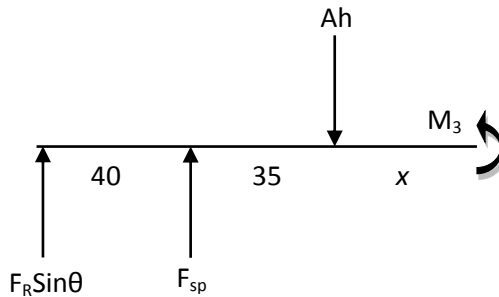


$$\begin{aligned}
 \curvearrowright + \sum M &= 0 \\
 &= M_2 - F_R \sin \theta (40 + x) - F_{sp}(x) \\
 M_2 &= 74,91(40 + x) + 79,48(x)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 x = 0 \rightarrow M_2 &= 74,91(40 + 0) + 79,48(0) \\
 &= 2.996,4 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 x = 35 \rightarrow M_2 &= 74,91(40 + 35) + 79,48(35) \\
 &= 5.775,75 + 2.781,8 \\
 &= 2.993,65 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$

- Potongan III-III kiri

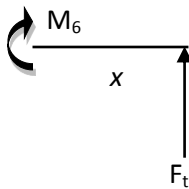


$$\begin{aligned}
 \curvearrowright + \sum M &= 0 \\
 &= M_3 - F_R \sin \theta (40 + 35 + x) - F_{sp}(35 + x) \\
 &\quad + Ah(x) \\
 M_3 &= 74,91(40 + 35 + x) - 79,48(35 + x) \\
 &\quad + 194,49(x)
 \end{aligned}$$

$$x = 0 \rightarrow M_3 = 74,91(40 + 35 + 0) - 79,48(35 + 0) + 194,49(0) \\ = 4.801,7$$

$$x = 15 \rightarrow M_3 = 81,7(40 + 35 + 15) - 37,88(35 + 15) + 181,44(15) \\ = 7.353 - 1.894 + 2.721,6 \\ = 8.180,6 \text{ kg.mm}$$

- Potongan VI-VI kanan

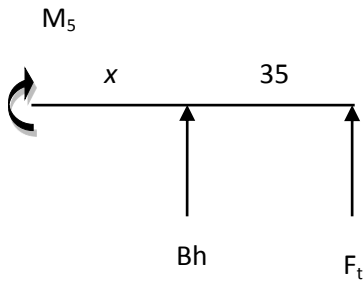


$$\begin{aligned} \curvearrowright + \sum M &= 0 \\ &= -M_6 + F_t(x) \\ M_6 &= F_t(x) \end{aligned}$$

$$x = 0 \rightarrow M_6 = 5,28(0) \\ = 0$$

$$x = 35 \rightarrow M_6 = 5,28(35) \\ = 184,4 \text{ kg.mm}$$

- Potongan V-V kanan

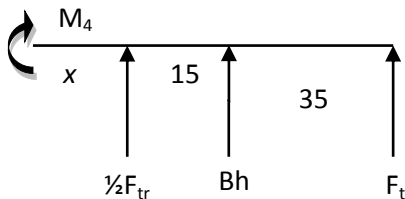


$$\begin{aligned}
 \curvearrowleft + \sum M &= 0 \\
 &= M_5 - F_t (35 + x) - Bh (x) \\
 M_5 &= F_t (35 + x) + Bh (x)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 x = 0 \rightarrow M_5 &= 5,28(35 + 0) - (-32,9)(0) \\
 &= 184,8 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$

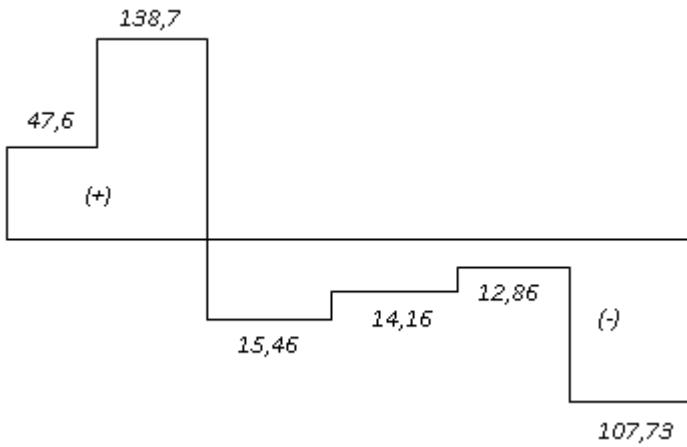
$$\begin{aligned}
 x = 15 \rightarrow M_5 &= 5,28(35 + 15) - (-32,9)(15) \\
 &= 164 + 493,5 \\
 &= 657,5 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$

- Potongan IV-IV kanan

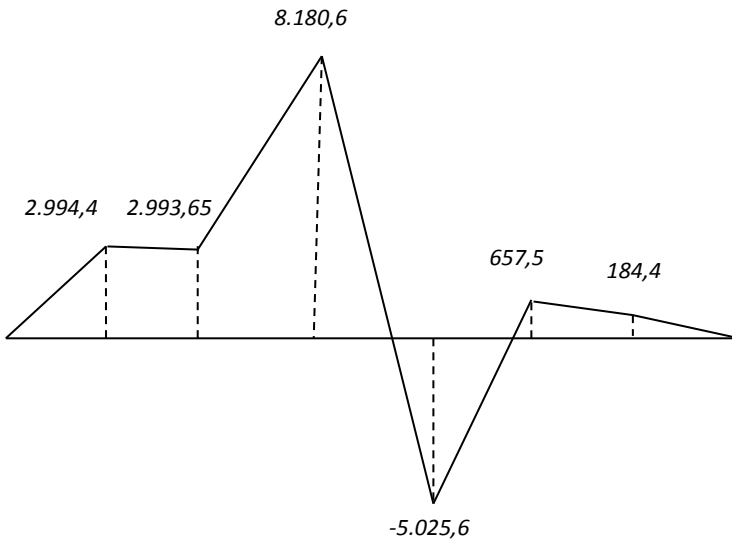


$$\begin{aligned}
+\sum M &= 0 \\
&= M_4 - F_t(35 + 15 + x) - Bh(32,5 + x) \\
&\quad - \frac{1}{2}F_{tr}(x) \\
M_4 &= F_t(35 + 15 + x) + Bh(15 + x) + \frac{1}{2}F_{tr}(x)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
x = 0 \rightarrow M_4 &= 5,28(35 + 15 + 0) + (-32,9)(15 + 0) \\
&\quad + \frac{1}{2}1,92(0) \\
&= -228,54kg.mm \\
x = 180 \rightarrow M_4 &= 5,28(35 + 15 + 180) + (-32,9)(15 + 180) \\
&\quad + \frac{1}{2}1,92(180) \\
&= 1.214,4 - 6.415,5 + 175,5 \\
&= -5.025,6kg.mm
\end{aligned}$$

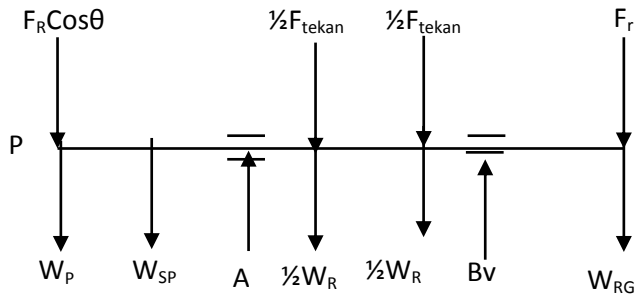


Gambar 4.4 Diagram geser poros horizontal



Gambar 4.5 Diagram momen poros horizontal

Tinjauan Bidang Vertikal



Gambar 4.6 Gaya poros vertikal

Diketahui :

- $\theta = 45^0$
- $F_R \cdot \cos \theta = 105,96 \text{ kgf} \cdot \cos 45^0 = 74,91 \text{ kgf}$
- $F_r = 143,94 \text{ kgf}$
- $F_{tekan} = 6,6 \text{ kgf}$
- $W_P = 4,3 \text{ kg}$
- $W_{RG} = 1,2 \text{ kg}$
- $W_R = 6 \text{ kg}$
- $W_{SP} = 0,25 \text{ kg}$

$$\begin{aligned}
 \uparrow + \sum F_v &= 0 \\
 0 &= F_R \cos \theta - W_p - W_{sp} + A_v - F_{tekan} - W_R + B_v \\
 &\quad - F_r - W_{rg} \\
 A_v + B_v &= F_R \cos \theta + W_p + W_{sp} + F_{tekan} + W_R + F_r + W_{RG} \\
 &= 74,91 + 4,3 + 0,25 + 6,6 + 6 + 143,94 + 1,2 \\
 A_v + B_v &= 237,2 \text{ kg} \dots \dots (4)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \curvearrowright + \sum M_p &= 0 \\
 0 &= W_{sp} (40) - A_v (75) + \frac{1}{2} (F_{tekan} + W_R) (90) \\
 &\quad + \frac{1}{2} (F_{tekan} + W_R) (270) - B_v (285) \\
 &\quad + (F_r + W_{RG}) (320) \\
 &= 0,25 (40) - A_v (75) + \frac{1}{2} (6,6 + 6) (90) \\
 &\quad + \frac{1}{2} (6,6 + 6) (270) - B_v (285) \\
 &\quad + (143,94 + 1,2) (320) \\
 &= 10 - 75 A_v + 567 + 1701 - 285 B_v \\
 &\quad + 46.448,8 \\
 75 A_v + 285 B_v &= 48.716,8 \text{ kg} \dots \dots (5)
 \end{aligned}$$

❖ Persamaan 4 dan 5, eliminasi

$$A_v + B_v = 237,2 \quad \times 285$$

$$75A_v + 285B_v = 48.716,8 \quad \times 1$$

$$285A_v + 285B_v = 67.602$$

$$75A_v + 285B_v = 48.716,8$$

$$210A_v = 18.885,2$$

$$A_v = 89,93 \text{ kg} \dots \dots (6)$$

❖ Persamaan 4 dan 6, disubstitusi

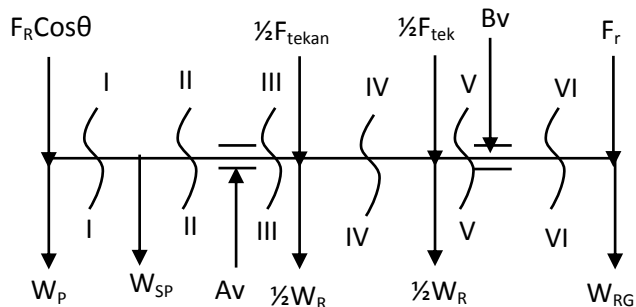
$$A_v + B_v = 237,2$$

$$89,93 + B_v = 237,2$$

$$B_v = 237,2 - 89,93$$

$$= 147,27 \text{ kg}$$

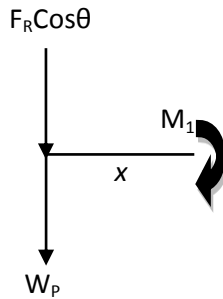
Tinjauan gaya vertikal



Gambar 4.7 Diagram sebenarnya poros vertikal

Momen bending vertikal

Potongan I-I kiri

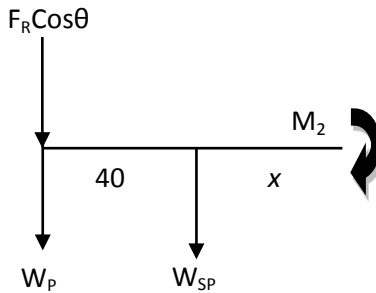


$$\begin{aligned} \curvearrowright + \sum M &= 0 \\ &= M_1 - F_R \cos \theta (x) - W_p (x) \\ M_1 &= (F_R \cos \theta + W_p)(x) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} x = 0 &\rightarrow M_1 = (74,91 + 4,3)(0) \\ &= 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} x = 40 &\rightarrow M_1 = (74,91 + 4,3)(40) \\ &= 3.440 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

- Potongan II-II kiri

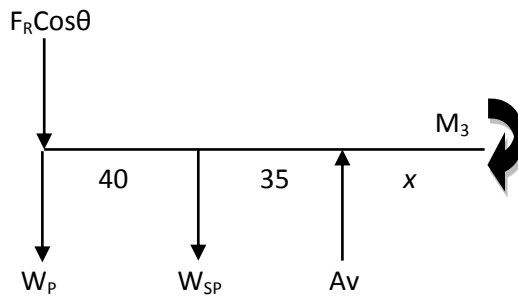


$$\begin{aligned}
 \curvearrowright + \sum M &= 0 \\
 &= M_2 - (F_R \cos \theta + W_P)(40 + x) - (W_{SP})(x) \\
 M_2 &= (F_R \cos \theta + W_P)(40 + x) + (W_{SP})(x)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 x = 0 &\rightarrow M_2 = (74,91 + 4,3)(40 + 0) + (0,25)(0) \\
 &= 3.168,4 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 x = 35 &\rightarrow M_2 = (74,91 + 4,3)(40 + 35) + (0,25)(35) \\
 &= 5.940,7 + 8,75 \\
 &= 5.949,5 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$

- Potongan III-III kiri



$$\begin{aligned}
 \curvearrowright + \sum M &= 0 \\
 &= M_3 - (F_R \cos \theta + W_P)(75 + x) - \\
 &\quad (W_{SP})(35 + x) + A_v(x) \\
 M_3 &= (F_R \cos \theta + W_P)(75 + x) + (W_{SP}) \\
 &\quad (35 + x) - A_v(x)
 \end{aligned}$$

$$x = 0 \rightarrow M_3 = (74,91 + 4,3)(75 + 0) - (0,25)(35 + 0) + 89,93(0)$$

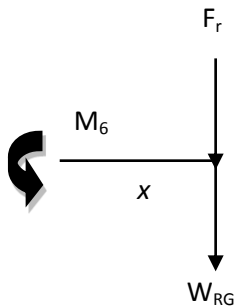
$$= 5.940,75 - 8,75 = 5.932 \text{ kg.mm}$$

$$x = 15 \rightarrow M_3 = (74,91 + 4,3)(75 + 15) - (0,25)(35 + 15) + 89,93(15)$$

$$= 7.128,9 - 12,5 + 1.348,8$$

$$= 5.767,6 \text{ kg.mm}$$

- Potongan VI-VI kanan

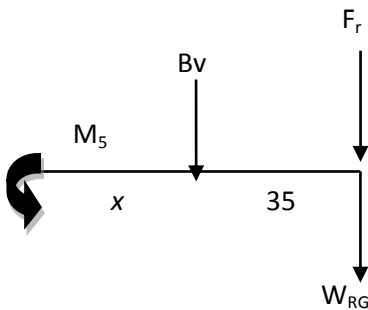


$$\begin{aligned}
 +\sum M &= 0 \\
 &= M_6 - (F_r + W_{RG})(x) \\
 M_6 &= (F_r + W_{RG})(x)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 x = 0 \rightarrow M_6 &= (143,94 + 1,2)(0) \\
 &= 0
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 x = 35 \rightarrow M_6 &= (143,94 + 1,2)(35) \\
 &= 5.058,9 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$

- Potongan V-V kanan





$$+\sum M = 0$$

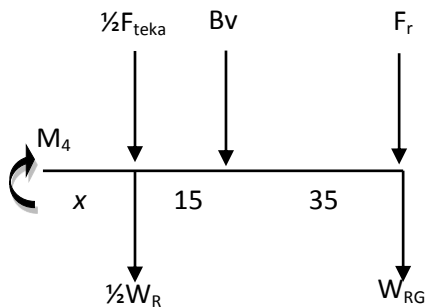
$$= M_5 - (F_r + W_{RG})(35 + x) - Bv(x)$$

$$M_5 = (F_r + W_{RG})(35 + x) + Bv(x)$$

$$\begin{aligned} x = 0 \rightarrow M_5 &= (143,94 + 1,2)(35 + 0) - 147,27(0) \\ &= 5.058,9 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} x = 15 \rightarrow M_5 &= (143,94 + 1,2)(35 + 15) - 147,27(15) \\ &= 5.118,9 - 2.209,05 \\ &= 2.909,85 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

- Potongan IV-IV kanan





$$+\sum M = 0$$

$$= M_4 - (F_r + W_{RG})(50 + x) - Bv(15 + x)$$

$$- \left(\frac{1}{2} F_{tekan} + \frac{1}{2} W_R \right)(x)$$

$$M_4 = (F_r + W_{RG})(50 + x) + Bv(15 + x) + \left(\frac{1}{2} F_{tekan}$$

$$+ \frac{1}{2} W_R \right)(x)$$

$$x = 0 \rightarrow M_4 = (143,94 + 1,2)(50 + 0) + (147,27)(15 + 0)$$

$$+ \left(\frac{1}{2} \cdot 6,6 + \frac{1}{2} \cdot 6 \right)(0)$$

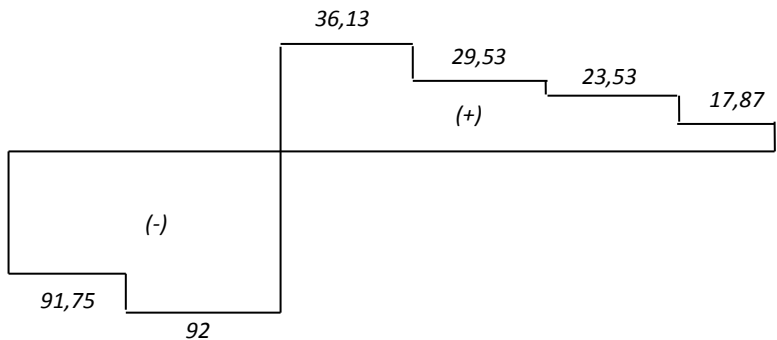
$$= 9.466,05 \text{ kg.mm}$$

$$x = 180 \rightarrow M_4 = (143,94 + 1,2)(50 + 180) + 147,27(15 + 180)$$

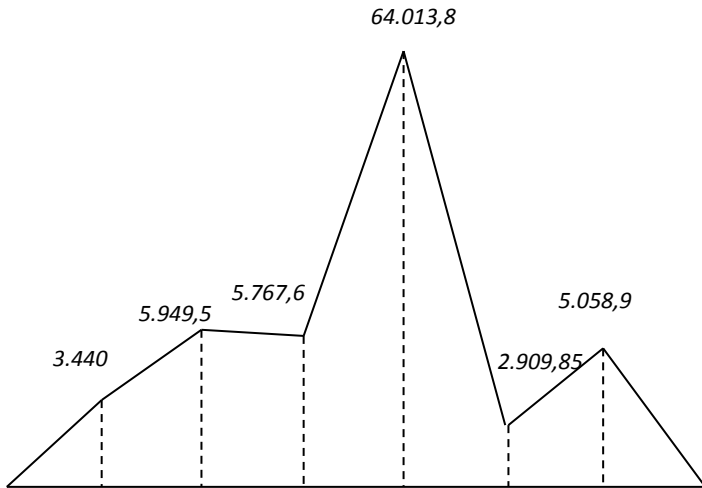
$$+ \left(\frac{1}{2} \cdot 6,6 + \frac{1}{2} \cdot 6 \right)(180)$$

$$= 36.371,25 + 26.506,6 + 1.134$$

$$= 64.013,85 \text{ kg.mm}$$



Gambar 4.8 Diagram geser poros vertikal



Gambar 4.9 Diagram momen poros vertikal

4.7.3 Momen Terbesar

Setelah didapat momen terbesar dimasing-masing bidang kita dapat menghitung besarnya momen bending menggunakan (*persamaan 2.46.*)

$$\text{Diket : } Mh = 8.180,6 \text{ kg.mm}$$

$$Mv = 64.013,85 \text{ kg.mm}$$

$$\begin{aligned} M_b &= \sqrt{(Mh)^2 + (Mv)^2} \\ &= \sqrt{(8.180,6)^2 + (64.013,85)^2} \\ &= \sqrt{4.164.595.208,36} \\ &= 64.533,67 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

4.7.4 Diameter Poros

Agar alat nantinya dapat bekerja dengan baik dengan besarnya gaya dan momen yang ada oleh karna itu diameter poros harus sesuai, diameter poros dapat dicari dengan menggunakan persamaan. Bahan poros yang nantinya akan digunakan adalah baja AISI 1030

Diket : S_{yp} baja AISI 1030 = $0,7 \times \sigma_t$

$$= 0,7 \times 48 \text{ Kg/mm}^2$$

$$= 33,6 \text{ Kg/mm}^2$$

$n = 2,5 \longrightarrow$ Faktor keamanan untuk beban kejut

$$M_b = 64.533,67 \text{ kg.mm}$$

$$T = 4.174,285 \text{ kg.mm}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\left(\frac{32n}{\pi S_{yp}}\right) \cdot \sqrt{(M_b)^2 + (T)^2}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\left(\frac{32 \cdot 2,5}{\pi \cdot 33,6}\right) \cdot \sqrt{(64.533,67)^2 + (4.174)^2}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\left(\frac{32 \cdot 2,5}{\pi \cdot 33,6}\right) \cdot \sqrt{4.184.598.586,46}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{(0,76) \cdot (64.688,47)}$$

$$d \geq \sqrt[3]{49.163,23}$$

$$d \geq 36,63 \text{ mm}$$

Dari perhitungan didapatkan diameter poros yang dibutuhkan agar alat dapat bekerja dengan aman dibutuhkan diameter poros yang lebih besar dari 36,63 mm maka digunakan diameter poros sebesar 40 mm untuk lebih aman.

4.8 Perhitungan Pasak

Pada perencanaan pasak bahan yang digunakan menggunakan bahan ST37 dengan diameter poros 40 mm & 60 mm sehingga didapat data sebagai berikut :

S_{yp} = Tegangan ijin bahan yang digunakan ST 37 yang memiliki nilai Ultimate tensile streng 37 kgf/mm² dan nilai tegangan luluh (σ_{yp}) 25,9 kgf/mm²

W = Lebar Pasak nilai 8 mm (dari tabel E3)

N = Angka Keamanan = 3 (dari tabel G)

K_s = Kapasitas Tegangan Geser (0,6)

K_t = Kapasitas Tegangan Kompresi (1,2)

T_1 = Momen torsi poros pengaduk (3,17kg.mm)

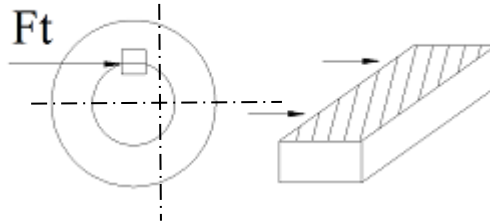
D = Diameter luar poros diketahui (60 mm)

L = Panjang pasak (mm)10⁵

H = tinggi Pasak=7 mm

4.8.1 Perhitungan Pasak Berdasarkan Tegangan Geser.

Tegangan geser timbul pada permukaan pasak



Gambar 4.10 Tegangan Geser pada Pasak

Rumus yang digunakan untuk mencari lebar panjang pasak.

$$\tau_3 = \frac{2.T_3}{W.L.D} = \frac{K_s}{N}$$

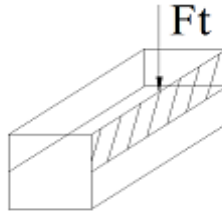
$$L \geq \frac{2.T_1.N}{W..D.K_s.S_{yp}}$$

$$\geq \frac{2.3,17.3}{8.25,4.0,6.25,9}$$

$$L \geq 0,006 \text{ mm}$$

4.8.2 Perhitungan Pasak Berdasarkan tegangan Kompresi

Tegangan kompresi yang timbul pada pasak



Gambar 4.11 Pasak terkena tegangan kompresi

$$\tau_c = \frac{4.T}{H.L.D} = \frac{K_c.S_{yp}}{N}$$

$$L \geq \frac{4.T.N}{H..D.K_s.S_{yp}}$$

$$\geq \frac{4.3,17.3}{7.25,4.1,2.25,9}$$

$$L \geq 0,007 \text{ mm}$$

Jadi hasil perhitungan pasak yang direncanakan sebesar 1 mm

4.9 Bearing atau Bantalan

Dalam mesin pengaduk adonan donat ini menggunakan bearing jenis bantalan gelinding (rolling bearing). Dari perhitungan poros didapatkan data sebagai berikut :

Perhitungan Bearing pada Poros Pengaduk

1. Diameter Poros (D_p) : 40 mm
2. Gaya bantalan di titik A (F_{AV})= 247,44 kg = 2.427,48 N
(F_{AH})= 267,54 kg = 2.624,64 N
3. Gaya bantalan di titik B (F_{BV})= 1.282,31 kg = 12.579,52 N
(F_{BH}) = 719,02 kg = 7.063,58 N

4.9.1 Gaya Radial pada Bantalan A

Gaya radial pada bantalan A dapat dihitung dengan rumus:

$$\begin{aligned}F_{rA} &= \sqrt{(F_{AV})^2 + (F_{AH})^2} \\F_{rA} &= \sqrt{(247,44)^2 + (267,54)^2} \\F_{rA} &= \sqrt{132.804,11} \\F_{rA} &= 364,42 \text{ kg} = 3.574,96 \text{ N}\end{aligned}$$

Perhitungan Beban Equivalent Pada Bantalan A:

Untuk mengetahui beban ekuivalen dapat diketahui melalui persamaan :

$$P = V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Cara memilih harga X dan Y dapat dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut :

$$\frac{i \cdot F_a}{C_o} = \frac{1 \cdot 123,72}{6.950} = 0,16$$

Jadi : e = 0,22

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{123,72}{1 \cdot 133,77} = 0,92$$

Sehingga :

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$$

Maka : X = 0,56 dan Y = 1,99

Nilai F_s ball bearing = 2,5 (Heavy Shock Load)

$V_1 = 1$ (ring dalam yang berputar)

$V_2 = 1,2$ (ring luar yang berputar)

Jadi :

$$P_a = X \cdot V_1 \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$P_a = F_s(X \cdot V_1 \cdot F_r) + 1,99 \cdot 123,72 \text{ kg}$$

$$P_a = 2,5(0,56 \cdot 1 \cdot 133,77 \text{ kg}) + 246,20 \text{ kg}$$

$$P_a = 433,48 \text{ kg} = 4252,42 \text{ N}$$

4.9.2 Gaya Radial pada Bantalan B

Gaya radial pada bantalan B dapat dihitung dengan rumus :

$$F_{rB} = \sqrt{(F_{BV})^2 + (F_{BH})^2}$$

$$F_{rB} = \sqrt{(1.282,31)^2 + (719,02)^2}$$

$$F_{rB} = \sqrt{4.002,66}$$

$$F_{rB} = 63,26 \text{ kg} = 620,64 \text{ N}$$

Perhitungan Beban Equivalent Pada Bantalan B :

Untuk mengetahui beban ekuivalen dapat diketahui melalui persamaan :

$$P = V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Cara memilih harga X dan Y dapat dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut :

$$\frac{i \cdot F_a}{C_o} = \frac{1 \cdot 641,158}{6.950} = 0,23$$

Jadi : $e = 0,34$

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{641,158}{1 \cdot 359,51} = 1,78$$

Sehingga :

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$$

Maka : $X = 0,56$ dan $Y = 1,31$

Nilai F_s ball bearing = 2,5 (Heavy Shock Load)

$V_1 = 1$ (ring dalam yang berputar)

$V_2 = 1,2$ (ring luar yang berputar)

Jadi :

$$P_b = X \cdot V_1 \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$P_b = F_s(X \cdot V_1 \cdot F_r) + 1,31 \cdot 641,158kg$$

$$P_b = 2,5(0,56 \cdot 1 \cdot 359,51kg) + 839,92kg$$

$$P_b = 1343,23 kg = 13177,12 N$$

4.9.3 Menghitung Umur Bantalan

Untuk mengetahui berapa umur bantalan yang nantinya diganti baru, maka mur bantalan sebaiknya diganti dengan umur:

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot n_p} \left(\frac{C}{P} \right)^b$$

Dimana :

C = 9.070 kgf (ball bearing) , 3380 kgf (roller bearing)

b = 3.0 (untuk ball bearing), 3,33 (untuk roller bearing)

n = 140 rpm (putaran poros)

Jadi :

- **Bantalan A**

Untuk mengetahui umur Bantalan A :

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot n_p} \left(\frac{C}{P_d} \right)^b$$

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 140 \text{ rpm}} \left(\frac{9.070}{433,48} \right)^3$$

$$L_{10} = \frac{10^6}{8400 \text{ rpm}} (9.155,56)$$

$$L_{10} = 1.089,95 \text{ jam}$$

- **Bantalan B**

Untuk mengetahui umur Bantalan B :

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot n_p} \left(\frac{C}{P_b} \right)^b$$

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 140 \text{ rpm}} \left(\frac{9.070 \text{ kg}}{1343,23 \text{ kg}} \right)^3$$

$$L_{10} = \frac{10^6}{8400 \text{ rpm}} (307,54)$$

$$L_{10} = 36.611,905 \text{ jam}$$

4.10 Mencari Sudut Poros

$$\Sigma = \tau + \gamma$$

4.10.1

$$\Sigma = \text{Sudut poros}$$

$$\tau = \text{Sudut pitch gear}$$

$$\gamma = \text{Sudut pitch pinion}$$

Sudut pitch dapat dicari dengan rumus:

$$\tan \tau = \frac{\sin \Sigma}{\frac{N_t}{N_g} + \cos \Sigma}$$

$$\tan \tau = \frac{\sin 45^\circ}{\frac{N_t}{N_g} + \cos 45^\circ}$$

$$\tan \tau = \frac{0,707}{1 + 0,707}$$

$$\tan \tau = \frac{0,707}{1,707} \quad \tau \tau \quad \div$$

$$\tau = \arctan 0,41 = 22,2^{\circ}$$

$$\gamma = \Sigma - \tau = 45^{\circ} - 22,2^{\circ} = 22,8^{\circ}$$

$$A \quad \pi$$

$$= r^2$$

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari perhitungan dan perencanaan pada “*Rancang Bangun Mesin Pengaduk Adonan Donat*” , diperoleh kesimpulan sebagai berikut :

1. Daya yang dibutuhkan sebesar 0,5 HP dengan putaran mesin 1400 rpm yang di reducer menggunakan gear box ratio 1:10.
2. Sistem transmisi yang digunakan :
 - Ukuran diameter pulley yang digunakan :
 - Diameter pulley pada motor 76,2 mm
 - Diameter pulley pada Gear box 76,2 mm
 - Belt yang dipakai adalah tipe A dengan panjang belt 670 mm dan menggunakan 1 buah belt.
 - Poros yang digunakan pada pengaduk adalah bahan AISI 1045, lambang S45C dan baja karbon kontruksi mesin dengan diameter 30 mm dan panjang 70 mm.
 - Tipe Bearing yang digunakan pada poros pengaduk adalah tipe Single Row Ball Bearing.
3. Dari hasil percobaan mesin :
 - Dibutuhkan waktu 15 menit untuk mengaduk rata adonan 1 kg.

5.2 Saran

1. Untuk kedepannya agar bisa disempurnakan dengan motor yang lebih besar phase dan rpm nya

supaya adonan yang di proses lebih cepat rata dan juga lebih banyak.

2. Lebih diperhatikan lagi pada sisi “safety” nya. Karena untuk mengetahui adonan sudah benar-benar merata atau belum, masih di ambil sedikit dengan tangan pada saat pisau pengaduk masih berputar.

DAFTAR PUSTAKA

- Deutschman, Aaron D. 1975. *Machine Design : Theory and Practice*. New York: Macmillan Publishing Co, Inc.
- Dobrovolsky, V. 1978. *Machine Elements 2nd Edition*. Moscow : Peace.
- George E. Dieter, Jr. 1961. *Mechanical Metallurgy*, McGraw-Hill Book Company. New York
- Kalpakjian, Schmid, 2009. *Manufacturing Engineering And Technology, Sixth Edition*, Addison Wesley.
- R. C. Hibbeler, 2001. *Engineering Mechanics Statics, second edition*, Prentice Hall.
- Robert L. Mott, 2009. *Elemen-Elemen Mesin Dalam Perancangan Mekanis, edisi pertama*, University Of Dayton.
- Sato, G. Takeshi, N. Sugiarto H. 2000. *Menggambar Mesin Menurut Standar ISO*, PT. Pradnya Paramita, Jakarta.
- Schey, John A., 2000. *Introduction to Manufacturing Processes*. McGraw-Hill. New York
- Sularso, Kiyokatsu Suga. 1994. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Cetakan ke 10. PT. Pradnya Paramita, Jakarta.
- William D. Callister, Jr. 2007. *Material Science and Engineering, An Introduction, 7th Edition*. John Wiley & Sons, Inc. USA

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan dari keluarga sederhana di Jombang, 09 Februari 1994, merupakan anak kedua dari tiga bersaudara pasangan Bapak Bambang Tri Kuncoro, S.Pd. dan Dyah Sulistyowati S.Pd. Yang beralamat di Desa Mojokrapak, Kecamatan Tembelang, Kabupaten Jombang. Pendidikan formal pertama adalah SDN 1 Tambakberas, MTsN Tambakberas Jombang, dan SMAN 1 Jombang. Kemudian penulis lulus dan diterima di Jurusan D-3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-DISNAKERTRANSDUK Prov. Jawa Timur melalui seleksi ujian masuk D-3 pada tahun 2011 dan terdaftar dengan Nomor Registrasi Pokok (NRP) 2111039038.

Di jurusan D-3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-DISNAKERTRANSDUK ini penulis mengambil spesialisasi di program studi Manufaktur. Penulis dikenal aktif mengikuti kegiatan Program Kreativitas Mahasiswa ITS pada tahun 2011 dan 2013. Penulis sempat merasakan magang di PT. IndoPratama sebagai Maintenance di Divisi Laser Cutting Machine, Bending Machine, dan Divisi Engineering. Selain itu, ketertarikan penulis terhadap dunia manufaktur mendorongnya berperan aktif untuk menerapkan keterampilannya di dalam maupun di luar kampus, yang disumbangkan dengan peran aktif di Organisasi Forum Komunikasi M3NER-ITS 2011-2014 sebagai anggota dan staf inti, serta mengikuti berbagai kegiatan resmi Nasional yang diadakan oleh ITS salah satunya yaitu KJI-KBGI 2012.

Tabel Konversi

TABLE. 1 *Conversion Factors*

Area

$$\begin{aligned} 1 \text{ mm}^2 &= 1.0 \times 10^{-6} \text{ m}^2 & 1 \text{ ft}^2 &= 144 \text{ in.}^2 \\ 1 \text{ cm}^2 &= 1.0 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = 0.1550 \text{ in.}^2 & 1 \text{ in.}^2 &= 6.4516 \text{ cm}^2 = 6.4516 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \\ 1 \text{ m}^2 &= 10.7639 \text{ ft}^2 & 1 \text{ ft}^2 &= 0.092903 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Conductivity

$$\begin{aligned} 1 \text{ W/m-K} &= 1 \text{ J/s-m-K} \\ &= 0.577789 \text{ Btu/h-ft-R} & 1 \text{ Btu/h-ft-R} &= 1.730735 \text{ W/m-K} \end{aligned}$$

Density

$$\begin{aligned} 1 \text{ kg/m}^3 &= 0.06242797 \text{ lbm/ft}^3 & 1 \text{ lbm/ft}^3 &= 16.01846 \text{ kg/m}^3 \\ 1 \text{ g/cm}^3 &= 1000 \text{ kg/m}^3 \\ 1 \text{ g/cm}^3 &= 1 \text{ kg/L} \end{aligned}$$

Energy

$$\begin{aligned} 1 \text{ J} &= 1 \text{ N-m} = 1 \text{ kg-m}^2/\text{s}^2 \\ 1 \text{ J} &= 0.737562 \text{ lbf-ft} & 1 \text{ lbf-ft} &= 1.355818 \text{ J} \\ 1 \text{ cal (Int.)} &= 4.1868 \text{ J} & &= 1.28507 \times 10^{-3} \text{ Btu} \\ & & 1 \text{ Btu (Int.)} &= 1.055056 \text{ kJ} \\ 1 \text{ erg} &= 1.0 \times 10^{-7} \text{ J} & &= 778.1693 \text{ lbf-ft} \\ 1 \text{ eV} &= 1.60217733 \times 10^{-19} \text{ J} \end{aligned}$$

Force

$$\begin{aligned} 1 \text{ N} &= 0.224809 \text{ lbf} & 1 \text{ lbf} &= 4.448222 \text{ N} \\ 1 \text{ kp} &= 9.80665 \text{ N} (1 \text{ kgf}) \end{aligned}$$

Gravitation

$$g = 9.80665 \text{ m/s}^2 \qquad g = 32.17405 \text{ ft/s}^2$$

Heat capacity, specific entropy

$$1 \text{ kJ/kg-K} = 0.238846 \text{ Btu/lbm-R} \qquad 1 \text{ Btu/lbm-R} = 4.1868 \text{ kJ/kg-K}$$

Heat flux (per unit area)

$$1 \text{ W/m}^2 = 0.316998 \text{ Btu/h-ft}^2 \qquad 1 \text{ Btu/h-ft}^2 = 3.15459 \text{ W/m}^2$$

Heat transfer coefficient

$$1 \text{ W/m}^2\text{-K} = 0.17611 \text{ Btu/h-ft}^2\text{-R} \qquad 1 \text{ Btu/h-ft}^2\text{-R} = 5.67826 \text{ W/m}^2\text{-K}$$

Length

$$\begin{aligned} 1 \text{ mm} &= 0.001 \text{ m} = 0.1 \text{ cm} & 1 \text{ ft} &= 12 \text{ in.} \\ 1 \text{ cm} &= 0.01 \text{ m} = 10 \text{ mm} = 0.3937 \text{ in.} & 1 \text{ in.} &= 2.54 \text{ cm} = 0.0254 \text{ m} \\ 1 \text{ m} &= 3.28084 \text{ ft} = 39.37 \text{ in.} & 1 \text{ ft} &= 0.3048 \text{ m} \\ 1 \text{ km} &= 0.621371 \text{ mi} & 1 \text{ mi} &= 1.609344 \text{ km} \\ 1 \text{ mi} &= 1609.3 \text{ m (US statute)} & 1 \text{ yd} &= 0.9144 \text{ m} \end{aligned}$$

Tabel konversi

TABLE (Continued) *Conversion Factors*

Specific kinetic energy (V^2)

$$1 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 0.001 \text{ kJ/kg}$$

$$1 \text{ kJ/kg} = 1000 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$1 \text{ ft}^2/\text{s}^2 = 3.9941 \times 10^{-5} \text{ Btu/lbm}$$

$$1 \text{ Btu/lbm} = 25037 \text{ ft}^2/\text{s}^2$$

Specific potential energy (Zg)

$$1 \text{ m} \cdot g_{\text{std}} = 9.80665 \times 10^{-3} \text{ kJ/kg}$$

$$= 4.21607 \times 10^{-3} \text{ Btu/lbm}$$

$$1 \text{ ft} \cdot g_{\text{std}} = 1.0 \text{ lbf-ft/lbm}$$

$$= 0.001285 \text{ Btu/lbm}$$

$$= 0.002989 \text{ kJ/kg}$$

Specific volume

$$1 \text{ cm}^3/\text{g} = 0.001 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$1 \text{ cm}^3/\text{g} = 1 \text{ L/kg}$$

$$1 \text{ m}^3/\text{kg} = 16.01846 \text{ ft}^3/\text{lbm}$$

$$1 \text{ ft}^3/\text{lbm} = 0.062428 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Temperature

$$1 \text{ K} = 1^\circ\text{C} = 1.8 \text{ R} = 1.8 \text{ F}$$

$$\text{TC} = \text{TK} - 273.15$$

$$= (\text{TF} - 32)/1.8$$

$$\text{TK} = \text{TR}/1.8$$

$$1 \text{ R} = (5/9) \text{ K}$$

$$\text{TF} = \text{TR} - 459.67$$

$$= 1.8 \text{ TC} + 32$$

$$\text{TR} = 1.8 \text{ TK}$$

Universal Gas Constant

$$R = N_A k = 8.31451 \text{ kJ/kmol-K}$$

$$= 1.98589 \text{ kcal/kmol-K}$$

$$= 82.0578 \text{ atm-L/kmol-K}$$

$$R = 1.98589 \text{ Btu/lbmol-R}$$

$$= 1545.36 \text{ lbf-ft/lbmol-R}$$

$$= 0.73024 \text{ atm-ft}^3/\text{lbmol-R}$$

$$= 10.7317 (\text{lbf/in.}^2)\text{-ft}^3/\text{lbmol-R}$$

Velocity

$$1 \text{ m/s} = 3.6 \text{ km/h}$$

$$= 3.28084 \text{ ft/s}$$

$$= 2.23694 \text{ mi/h}$$

$$1 \text{ km/h} = 0.27778 \text{ m/s}$$

$$= 0.91134 \text{ ft/s}$$

$$= 0.62137 \text{ mi/h}$$

$$1 \text{ ft/s} = 0.681818 \text{ mi/h}$$

$$= 0.3048 \text{ m/s}$$

$$= 1.09728 \text{ km/h}$$

$$1 \text{ mi/h} = 1.46667 \text{ ft/s}$$

$$= 0.44704 \text{ m/s}$$

$$= 1.609344 \text{ km/h}$$

Volume

$$1 \text{ m}^3 = 35.3147 \text{ ft}^3$$

$$1 \text{ L} = 1 \text{ dm}^3 = 0.001 \text{ m}^3$$

$$1 \text{ Gal (US)} = 3.785412 \text{ L}$$

$$= 3.785412 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$1 \text{ ft}^3 = 2.831685 \times 10^{-2} \text{ m}^3$$

$$1 \text{ in.}^3 = 1.6387 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$1 \text{ Gal (UK)} = 4.546090 \text{ L}$$

$$1 \text{ Gal (US)} = 231.00 \text{ in.}^3$$

Tabel konversi

TABLE (Continued) Conversion Factors			
Mass			
1 kg	= 2.204 623 lbm	1 lbm	= 0.453 592 kg
1 tonne	= 1000 kg	1 slug	= 14.5939 kg
1 grain	= 6.47989×10^{-5} kg	1 ton	= 2000 lbm
Moment (torque)			
1 N-m	= 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft	= 1.355 818 N-m
Momentum (mV)			
1 kg-m/s	= 7.232 94 lbm-ft/s	1 lbm-ft/s	= 0.138 256 kg-m/s
	= 0.224809 lbf-s		
Power			
1 W	= 1 J/s = 1 N-m/s	1 lbf-ft/s	= 1.355 818 W
	= 0.737 562 lbf-ft/s		= 4.626 24 Btu/h
1 kW	= 3412.14 Btu/h	1 Btu/s	= 1.055 056 kW
1 hp (metric)	= 0.735 499 kW	1 hp (UK)	= 0.7457 kW
			= 550 lbf-ft/s
			= 2544.43 Btu/h
1 ton of refrigeration	= 3.516 85 kW	1 ton of refrigeration	= 12 000 Btu/h
Pressure			
1 Pa	= 1 N/m ² = 1 kg/m-s ²	1 lbf/in. ²	= 6.894 757 kPa
1 bar	= 1.0×10^5 Pa = 100 kPa		
1 atm	= 101.325 kPa	1 atm	= 14.695 94 lbf/in. ²
	= 1.01325 bar		= 29.921 in. Hg [32 F]
	= 760 mm Hg [0°C]		= 33.899 5 ft H ₂ O [4°C]
	= 10.332 56 m H ₂ O [4°C]	1 psi	= 0.068 95 bar
1 torr	= 1 mm Hg [0°C]	1 in. Hg [0°C]	= 0.49115 lbf/in. ²
1 mm Hg [0°C]	= 0.133 322 kPa	1 in. H ₂ O [4°C]	= 0.036126 lbf/in. ²
1 m H ₂ O [4°C]	= 9.806 38 kPa		
Specific energy			
1 kJ/kg	= 0.42992 Btu/lbm	1 Btu/lbm	= 2.326 kJ/kg
	= 334.55 lbf-ft/lbm	1 lbf-ft/lbm	= 2.98907×10^{-3} kJ/kg
			= 1.28507×10^{-3} Btu/lbm

Tegangan ijin material

Material	S, ksi	BHN
Gray cast iron		
ASTM 25	8	174
ASTM 35	12	212
ASTM 50	15	223
Cast steel (low carbon)		
0,2% C , not heat treated	20	180
0,2% C , WQT	25	250
Forged carbon steel		
SAE 1020 case hardened and WQT	18	156
SAE 1030 not heat treated	20	180
SAE 1035 not heat treated	23	190
SAE 1040 not heat treated	25	202
SAE 1045 not heat treated	30	215
SAE 1045 hardened by WQT	32	205
SAE 1050 hardened by WQT	35	223
Alloy Steels		
SAE 2320 case hardened and WQT	50	225
SAE 2345 hardened by WQT	50	475
SAE 3115 case hardened and WQT	37	212
SAE 3145 hardened by WQT	53	475
SAE 3245 hardened by WQT	65	475
SAE 4340 hardened by WQT	65	475
SAE 4640 hardened by WQT	55	475
SAE 6145 hardened by WQT	67,5	475
Copper base materials		
SAE 43 / ASTM B147-52,8A (Manganese Bronze)	20	100
SAE 62 / ASTM B143-52,1A (gun metal)	10	80
SAE 65 / ASTM B144-52,3C (Phosphor Bronze)	12	100
SAE 68 / ASTM B148-52,98 (Al Bronze, heat treated)	22	180
Nonmetals		
Bakelite, Micarta, Celeron	8	

(Deutschman A: 1983 : 552)

Nilai Faktor Lewis

Roda gigi

Tabel 6.2 Nilai untuk faktor bentuk Lewis

No. at Teeth	Load at Tips				Load Near Midle			
	14,5 deg FD		20 deg FD		14,5 deg FD		20 deg FD	
	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y
10	0.176	0.056	0.201	0.064				
11	0.192	0.061	0.226	0.072				
12	0.210	0.067	0.246	0.076	0.355	0.113	0.415	0.133
13	0.223	0.071	0.246	0.083	0.377	0.120	0.433	0.141
14	0.236	0.075	0.276	0.088	0.399	0.127	0.468	0.149
15	0.245	0.078	0.289	0.092	0.415	0.133	0.490	0.156
16	0.255	0.081	0.295	0.094	0.430	0.137	0.503	0.160
17	0.264	0.084	0.302	0.096	0.446	0.142	0.512	0.163
18	0.270	0.086	0.308	0.098	0.459	0.146	0.522	0.167
19	0.277	0.088	0.314	0.100	0.471	0.150	0.534	0.170
20	0.283	0.090	0.320	0.102	0.481	0.153	0.544	0.173
21	0.289	0.092	0.326	0.104	0.490	0.156	0.553	0.177
22	0.292	0.093	0.330	0.105	0.496	0.158	0.559	0.178
23	0.296	0.094	0.333	0.106	0.502	0.160	0.565	0.180
24	0.302	0.096	0.337	0.107	0.509	0.162	0.572	0.183
25	0.305	0.097	0.340	0.108	0.515	0.164	0.580	0.184
26	0.308	0.098	0.344	0.109	0.522	0.166	0.584	0.186
27	0.311	0.100	0.348	0.111	0.528	0.168	0.588	0.187
28	0.314	0.101	0.352	0.112	0.534	0.170	0.592	0.189
29	0.316	0.101	0.355	0.113	0.537	0.171	0.599	0.191
30	0.318	0.101	0.358	0.114	0.540	0.172	0.606	0.193
31	0.320	0.101	0.361	0.115	0.544	0.173	0.611	0.195
32	0.322	0.101	0.364	0.116	0.547	0.174	0.617	0.196
33	0.324	0.103	0.367	0.117	0.550	0.175	0.623	0.198
34	0.326	0.104	0.371	0.118	0.553	0.176	0.628	0.200
35	0.327	0.104	0.373	0.119	0.556	0.177	0.633	0.201
36	0.329	0.105	0.377	0.120	0.559	0.178	0.639	0.203
37	0.330	0.105	0.380	0.121	0.563	0.179	0.645	0.205
38	0.333	0.106	0.384	0.122	0.565	0.180	0.650	0.207
39	0.335	0.107	0.386	0.123	0.568	0.181	0.655	0.209

90°

Faktor Koreksi Belt

Belt dan Pule

Tabel 3-10. Faktor koreksi Belt.

Mesin yg digerakkan	Penggerak					
	Momen puntir puncak 200%			Momen puntir puncak > 100%		
	Motor AC (momen normal, sangkar baging sinkron) motor arus searah (lilitan shunt)			Motor AC balik (momen tinggi, fase tunggal, lilitan seri) motor arus searah (lilitan kompon, lilitan seri), mesin torak, kopling tak tetap		
	Jumlah jam kerja per hari			Jumlah jam kerja per hari		
	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam
<i>Variasi beban sangat kecil</i>						
Pengaduk zat cair, kipas angin, blower (sampai 7,5 kw), pompa sentrifugal, konveyor tugas ringan	1,0	<u>1,1</u>	1,2	1,2	1,3	1,4
<i>Variasi beban kecil</i>						
Konveyor sabuk(pasir, batu bara) pengaduk, kipas angin(lebih dari 7,5 kW), mesin torak , peluncur, mesin perkakas, mesin percetakan	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
<i>Variasi beban sedang</i>						
Konveyor (ember, sekrup), pompa torak, kompresor, gilingan palu, pengocok, roots-blower, mesin tekstil, mesin kayu	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
<i>Variasi beban besar</i>						
Penghancur, gilingan bola atau batang, pengangkat, mesin pabrik karet (rol karet, lender)	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0

(Sumber : Sularso, 2004 : 165)

Dimensi V-Belt

Type of belt	Cross-sectional			Design length of belt (by neutral layer), mm
	D mm	b mm	S mm ²	
O	10	6	0,47	400, 450, 560, 630, 710, 800, 900 1000, 1120, 1250, 1400, 1600 1800, 2000, 2240, 2500
A	13	8	0,81	560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120 1250, 1400, 1600, 1800, 2000 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000
B	17	10,5	1,38	800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400 1600, 1800, 2000, 2240, 2500 2800, 3150, 3550, 4000, 4500 5000, 5600, 6300
C	22	13,5	2,3	1800, 2000, 2240, 2500, 2800 3150, 3550, 4000, 4500, 5000 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10 000
D	32	19	4,75	3150, 3550, 4000, 4500, 5000 5600, 6300, 7100, 8000, 9000 10 000, 11 000, 12 500, 14 000
E	38	22,5	6,95	4500, 5000, 5600, 6300, 7100 8000, 9000, 10 000, 11 200, 12 500 14 000, 16 000, 18 000
F	50	30	11,7	6300, 7100, 8000, 9000, 10 000 11 200, 12 500, 14 000, 16 000, 18 000

Standart Baja untuk Poros

Standart dan Macam	Standart Jepang	Standart Amerika	Kekuatan Tarik (S_{sy}^p) (kg/mm ²)
Baja karbon kontruksi mesin (JIS G 4501)	S30C	AISI 1030	48
	S35C	AISI 1035	52
	S40C	AISI 1040	55
	S45C	AISI 1045	58
	S50C	AISI 1050	62
	S55C	AISI 1055	66
Batang Baja yang difinis dingin	S35C-D	-	53
	S45C-D	-	60
	S55C-D	-	72

Standart Dimensi pada Bearing

Standar dimensions and load rating of Radial Rolling Bearing
(Co = basic static load ,lb ; C = basic dynamic load rating, lb)

Bearing Bore, d mm	Outside Dia. D mm	Max Fillet Radius in	Dimension Series 03											
			Width		Self aligning Ball Bearing		Single Row Deep Groove Ball Bearing		Angular Contact Sleep angle Ball Bearing		Cylindrical Roller Bearing		Spherical Roller Bearing	
			B mm	mm	Co	C	Co	C	Co	C	Co	C	Co	C
4	16	0.012	5											
5	19	0.012	6											
6														
7														
8														
9														
10	35	0.024	11				845	1400						
12	37	0.039	12		530	1630	1040	1680						
15	42	0.039	13		590	1650	1220	1960						
17	47	0.039	14		820	2170	1470	2340						
20	52	0.039	15		900	2150	1750	2750	1920	3000				
25	62	0.039	17		1350	3110	2390	3660	2870	4220	2870	5130	6000	6700
30	72	0.039	19		1740	3700	3340	4850	3840	5370	3940	6760	8500	9500
35	80	0.059	21		2210	4350	4020	5750	4620	6340	5370	8830	9800	10800
40	90	0.059	23		2740	5110	5020	7040	5770	7740	6340	10300	12900	13700
45	100	0.059	25		3580	6600	6730	9120	7730	10100	9030	14200	17300	17000
50	110	0.079	27		3930	7510	8010	10700	9200	11800	11100	17000	18300	19300

Sumber : Deuschman, 1975

Tabel 1. Nilai Koefisien Gesekan Benda

No.	Permukaan	Koefisien gesekan statik (μ_s)	Koefisien gesekan kinetik (μ_k)
1.	Kayu pada kayu	0,40	0,20
2.	Baja pada baja	0,74	0,57
3.	Gelas pada gelas	0,68	0,53
4.	Kayu pada baja	0,70	0,40
5.	Aluminium pada kayu	0,61	0,47
6.	Karet pada beton kering	1,00	0,80

Sumber : <http://www.jogjabelajar.org>

Tabel E1. Pemilihan Pasak

Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, W* S	Bottom of Key, seat to Opposite side of Shaft, S	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, W* S	Bottom of Key, seat to Opposite Side of Shaft, S	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, W* S	Bottom of Key, seat to Opposite side of Shaft, S	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, W* S	Bottom of Key, seat to Opposite Side of Shaft, S
$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{8}$	0.430	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.225	$\frac{3}{8}$	$\frac{5}{8}$	2.021	$\frac{7}{8}$	1	3.309
$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{4}$	0.493	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	1.289	$\frac{7}{16}$	$\frac{5}{8}$	2.084	$\frac{15}{16}$	1	3.373
$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{16}$	0.517	$\frac{9}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.352	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	2.148	4	1	3.437
$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{16}$	0.581	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{8}$	1.416	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	2.275	$\frac{1}{4}$	1	3.690
$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{16}$	0.644	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.479	$\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	2.402	$\frac{7}{16}$	1	3.881
$\frac{13}{16}$	$\frac{3}{16}$	0.708	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	1.542	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{4}$	2.450	$\frac{1}{2}$	1	3.944
$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	0.771	$\frac{13}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.527	$\frac{15}{16}$	$\frac{3}{4}$	2.514	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{4}$	4.042
$\frac{15}{16}$	$\frac{1}{4}$	0.796	$\frac{7}{8}$	$\frac{1}{2}$	1.591	3	$\frac{3}{4}$	2.577	$\frac{13}{16}$	$\frac{1}{4}$	4.232
1	$\frac{1}{4}$	0.859	$\frac{15}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.655	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{4}$	2.704	5	$\frac{1}{4}$	4.296
$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{4}$	0.923	2	$\frac{1}{2}$	1.718	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	2.831	$\frac{5}{4}$	$\frac{1}{4}$	4.550
$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	0.956	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.782	$\frac{3}{8}$	$\frac{7}{8}$	2.880	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	4.740
$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{4}$	1.049	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$	1.845	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{8}$	2.944	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$	4.803
$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	1.112	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.909	$\frac{1}{2}$	$\frac{7}{8}$	3.007	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	4.900
$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	1.137	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	1.972	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{8}$	3.140	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{2}$	5.091
$\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	1.201	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{8}$	1.957	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	3.261	6	$\frac{1}{2}$	5.155

SOURCE: ASME, ANSI Standard B17.1-1947.

*Tolerance on W: -0.0010 in. for shafts $\frac{1}{2}$ to $1\frac{1}{2}$ in., inclusive; -0.0025 in. for shafts $1\frac{1}{2}$ to $3\frac{1}{2}$ in., inclusive; -0.0030 in. for shafts $3\frac{1}{2}$ to 6 in., inclusive.

Bahan poros dan pasak

Table C-9 Mechanical Properties for Some Carbon Steels

Data from Various Sources.* Approximate Values. Consult Material Manufacturers for More Accurate Information

SAE / AISI Number	Condition	Tensile Yield Strength (2% offset)		Ultimate Tensile Strength		Elongation over 2 in	Brinell Hardness
		kpsi	MPa	kpsi	MPa	%	-HB
1010	hot rolled	26	179	47	324	28	95
	cold rolled	44	303	53	365	20	105
1020	hot rolled	30	207	55	379	25	111
	cold rolled	57	393	68	469	15	131
1030	hot rolled	38	259	68	469	20	137
	normalized @ 1 650°F	50	345	75	517	32	149
	cold rolled	64	441	76	524	12	149
	Q&T @ 1 000°F	75	517	97	669	28	255
	Q&T @ 800°F	84	579	106	731	23	302
	Q&T @ 400°F	94	648	123	848	17	495
1035	hot rolled	40	276	72	496	18	143
	cold rolled	67	462	80	552	12	163
1040	hot rolled	42	290	76	524	18	149
	normalized @ 1 650°F	54	372	86	593	28	170
	cold rolled	71	490	85	586	12	170
	Q&T @ 1 200°F	63	434	92	634	29	192
	Q&T @ 800°F	80	552	110	758	21	241
	Q&T @ 400°F	86	593	113	779	19	262
1045	hot rolled	45	310	82	565	16	163
	cold rolled	77	531	91	627	12	179
1050	hot rolled	50	345	90	621	15	179
	normalized @ 1 650°F	62	427	108	745	20	217
	cold rolled	84	579	100	689	10	197
	Q&T @ 1 200°F	78	538	104	717	28	235
	Q&T @ 800°F	115	793	158	1 089	13	444
	Q&T @ 400°F	117	807	163	1 124	9	514
1060	hot rolled	54	372	98	676	12	200
	normalized @ 1 650°F	61	421	112	772	18	229
	Q&T @ 1 200°F	76	524	116	800	23	229
	Q&T @ 1 000°F	97	669	140	965	17	277
	Q&T @ 800°F	111	765	156	1 076	14	311
1095	hot rolled	66	455	120	827	10	248
	normalized @ 1 650°F	72	495	147	1 014	9	13
	Q&T @ 1 200°F	80	552	130	896	21	269
	Q&T @ 800°F	112	772	176	1 213	12	363
	Q&T @ 600°F	118	814	183	1 262	10	375

* SAE Handbook, Society of Automotive Engineers, Warrendale Pa.; Materials Handbook, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

RANCANG BANGUN MESIN PENGADUK ADONAN DONAT

Rizal Bahrul Chamiddin ¹⁾ Adi Sucipto ²⁾, Eddy Widiyono ³⁾

Program Studi D3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama FTI-ITS Surabaya Disnakertransduk Prov. Jawa Timur
Kampus ITS Keputih Sukolilo Surabaya 60111

Abstrak

Kebutuhan donat sebagai salah satu makanan ringan semakin bertambah, oleh karena itu industri kecil dan menengah dituntut untuk bias memproduksi donat dalam jumlah yang banyak. Agar dapat bersaing dengan produsen donat industri besar maka produsen donat home industry harus membuat produk yang berkualitas.

Dari rangkaian proses pembuatan donat, pengadukan adonan tepung sangat menentukan kualitas donat, namun hingga sampai saat ini proses pengadukan yang dilakukan masih menggunakan alat manual sehingga membutuhkan waktu yang lama serta kapasitas adonan yang sedikit. Namun dengan menggunakan mesin pengaduk adonan mekanik yang menggunakan media pisau pengaduk produsen dapat meningkatkan kualitas dan kuantitas produksinya.

Pada mesin ini produksi donat dapat dimaksimalkan karena wadah adonan, kecepatan pengadukan dan waktu pengadukan singkat, sehingga bisa menghasilkan produk yang mempunyai kualitas dan kuantitas yang baik serta daya saing industri kecil semakin meningkat..

PENDAHULUAN

Dalam kehidupan sehari-hari kita mengenal berbagai makanan. Seperti makanan pokok, makanan cepat saji, dan lain-lain. Seiring berkembangnya jaman kebutuhan akan makanan pokok semakin berkurang karena semakin beragam kesibukan manusia untuk memenuhi kebutuhan hidupnya. Makanan pokok di nilai membutuhkan waktu terlalu lama di sela-sela kesibukan mereka. Mereka membutuhkan pengisi perut instant agar mereka bisa melanjutkan kesibukan mereka. Maka dari itu dibutuhkan makanan cepat saji atau *junk food* yang diharapkan mampu memenuhi kebutuhan karbohidrat dan nutrisi dalam tubuh saat kekurangan energy. Dan munculah beragam makanan cepat saji yang memiliki kadar nutrisi dan karbohidrat berbeda. Salah satunya roti donat.

Salah satu makanan yang bisa di kategorikan sebagai jajanan pasar ini mudah di dapat dan terjangkau. Dan juga merupakan salah satu pilihan terbaik dalam hal mengisi karbohidrat tubuh di sela-sela kesibukan dan aktifitas kita yang padat. Dengan harga yang terjangkau dan cukup mudah di cari, makanan ini juga menjadi favorit jajanan anak-anak kecil pada masa pertumbuhannya.

Menyadari akan hal tersebut industri – industri besar maupun kecil yang mengolah dan membuat makanan ini berlomba – lomba untuk mencapai tingkat produktivitas yang maksimal untuk memenuhi kebutuhan pasar tersebut dengan kualitas dan kuantitas terbaik tentunya. Maka diciptakanlah berbagai mesin pengolah makanan tersebut untuk produktivitasnya.

Namun kebanyakan mesin – mesin pengolah makanan tersebut terbilang mahal harganya untuk kelompok industri kecil. Padahal roti donat hasil produksi industri kecil berperan penting di pasaran skala kecil atau bisa di bilang terjangkau untuk masyarakat menengah bawah dengan harga terjangkau tersebut.

Berdasarkan hal tersebut, akan dirancang dan diwujudkan sebuah alat pengaduk adonan dari roti donat tersebut dengan komponen – komponen yang

seederhana namun menghasilkan produk yang tidak kalah kualitasnya dengan mesin – mesin industri besar.

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Tinjauan Pustaka

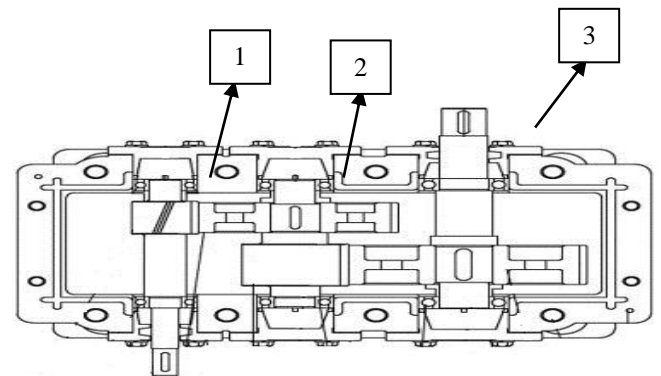
Beberapa rancangan proses pengadukan dilakukan antara lain;

Rizal Bahrul (2015) dalam rancangan yang berjudul “Rancang Bangun Mesin Pengaduk Adonan Donat” pada proses pengadukan daya yang dibutuhkan sebesar 0,5 HP dengan putaran mesin 1400 rpm yang di reducer menggunakan gear box ratio 1:10.

2.2 Rumus Perhitungan Gaya

2.2.1 Transimi Dengan Roda Gigi (Gearbox)

Gear box merupakan suatu peralatan yang dipergunakan dalam mengerjakan mesin camshaft pada putaran tertentu. Gear box berfungsi mengubah torsi dan kecepatan yang dihasilkan motor penggerak. Gearbox bekerja dengan cara mengurangi besar putaran atau dengan menambah putaran yang berasal dari motor. Untuk lebih jelasnya di gambarkan dalam bagian di bawah ini



Keterangan :

- 1) High speed gear
- 2) Intermediet gear
- 3) Low speed gear

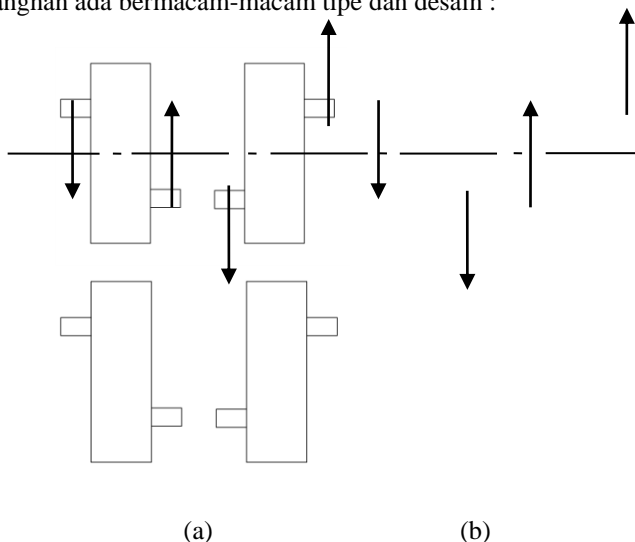
Gambar 2.1 Susunan roda gigi dalam gearbox

Roda gigi dapat berbentuk silinder atau kerucut. Transmisi roda gigi mempunyai keuntungan dibandingkan dengan sabuk atau rantai karena lebih ringkas, putaran lebih tinggi dan tepat, dan daya lebih besar. Kelebihan ini tidak selalu menyebabkan dipilihnya roda gigi, disamping karena ketelitiannya juga karena dalam pemilihannya tidak butuh perlakuan yang rumit. Perawatan gearbox hanya membutuhkan pelumasan yang cukup dan pembersihan komponen yang rumit. Dan faktor-faktor lain yang menyebabkan dipilihnya gearbox. Ciri-cirinya antara lain :

- Kecepatan putaran beban tergantung perbandingan dari diameter roda giginya.
- Arah putaranya tergantung susunan roda giginya.
- Dapat melayani satu atau lebih dari satu mesin yang berkerja.
- Cocok untuk beban dengan kopel mula yang besar.
- Cocok untuk putaran sedang dan rendah.

2.2.2 Macam - Macam Gearbox

Gearbox yang digunakan dalam aplikasi di lapangan ada bermacam-macam tipe dan desain :



Gambar 2.2 tipe gearbox (a) SEN SDN. (b) SZN SVN

2.2.3 Komponen Utama Gearbox

Gearbox mempunyai beberapa komponen pendukung yang menyebabkan gearbox dapat bekerja secara optimal. Komponen-komponen tersebut antara lain:

- 1) Rumah gearbox
Rumah-rumah gear terdiri dari dua potongan dan terbuat dari besi cor yang didesain dengan torsi yang kaku dan memberikan bentuk juga karakteristik getaran dan temperatur. Rumah-rumah dilengkapi dengan dimensi yang mudah diangkat juga penutup untuk inspeksi.
- 2) Komponen gigi
Unit komponen roda gigi terbuat dari baja sepuhan atau baja dengan lapisan keras. Dengan kemiringan dan tingkatan gear yang

berhubungan. Level getaran dari unit gear diminimalisir sekecil mungkin dapat manfaat untuk menjaga kualitas sistem roda gigi. Roda gigi disatukan pada poros dengan perantara yang pas dan tekanan paralel.

- 3) Sistem pelumasan
Sistem pelumasan ini berguna untuk menjaga agar gearbox tidak macet karena kekurangan pelumas. Pelumas juga berfungsi untuk menjaga agar komponen dari gearbox tidak aus dan keropos karena oksidasi.

2.3.4 Torsi dan Gaya Pisau Pengaduk

Untuk mengetahui torsi yang dibutuhkan digunakan rumus berikut :

Persamaan menurut Sularso, 2007

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{P}{n} \quad \dots\dots\dots (2.1)$$

Dimana: $P = \text{kW}$
 $n = \text{Rpm}$
 $T = \text{kg.mm}$

$$T = F_s \cdot r \quad \dots\dots\dots (2.2)$$

Dimana: $T = \text{kg.mm}$
 $F_s = \text{kgf}$
 $r = \text{jari-jari (mm)}$

2.3.5 Kebutuhan Daya pada Mesin Tanpa beban

Untuk mencari kebutuhan daya di gunakan rumus berikut :

Diketahui :

$m_{\text{poros}} = 1 \text{ kg}$
 $m_{\text{pengaduk}} = 0,4 \text{ kg}$
 $r_{\text{poros}} = 15 \text{ mm} = 0,015 \text{ m}$
 $r_{\text{pengaduk}} = 110 \text{ mm} = 0,11 \text{ m}$

Jadi :

$$I_1 = \frac{1}{2} m_{\text{poros}} \cdot (r_{\text{poros}})^2 \quad \dots\dots\dots (2.3)$$

$$I_2 = \frac{1}{2} m_{\text{pengaduk}} \cdot (r_{\text{pengaduk}})^2 \quad \dots\dots\dots (2.4)$$

$$I_{\text{total}} = I_1 + I_2 \quad \dots\dots\dots (2.5)$$

$$a = \frac{2\pi n^2}{60} \quad \dots\dots\dots (2.6)$$

$$N_1 = \frac{I}{(2.7)} \times a$$

Diketahui :

$$\rho = 350 \text{ kg/m}^3 = 0,68 \text{ slug/ft}^2$$

$$\mu = 0,6 \text{ N.s/m}^2 = 0,06 \text{ pa.s} = 12,54 \times 10^{-4} \text{ lbf.s/ft}^2$$

$$L = 0,04 \text{ m} / 0,3048 = 0,131 \text{ ft}$$

$$N = 140 \text{ rpm} = 2,33 \text{ rps}$$

$$D = 0,34 \text{ m} = 1,12 \text{ ft}$$

$$W = 0,03 \text{ m} = 0,09 \text{ ft}$$

$$H = 0,11 \text{ m} = 0,36 \text{ ft}$$

$$N_2 = 0,000129 \cdot L^{2,72} \cdot \mu^{0,14} \cdot N^{2,86} \cdot \rho^{0,86} \cdot D^{1,1} \cdot W^{0,3} \cdot H^{0,6} \dots (2.8)$$

$$N_{\text{total}} = N_1 + N_2 \dots (2.9)$$

$$N = \frac{N_{\text{Total}}}{n_n} \dots (2.10)$$

2.3.6 Daya yang di Transmisikan

Belt berputar dengan kecepatan keliling v (m/s), sambil memindahkan beban sebesar F_e (kgf), maka daya yang ditransmisikan dalam satuan kW sebesar:

Dengan melihat adanya kehilangan daya sebesar L_T , maka efisiensi transmisi sistem *belt* (tanpa memperhatikan tahanan udara dan gesekan pada bantalannya) adalah :

$$\eta = \frac{F_e \cdot v}{F_e \cdot v + L_T} \dots (2.11)$$

dimana :

$$\eta = 0,96 \text{ untuk V-belt}$$

2.3.7 Hal-hal Penting dalam Perencanaan Poros

Untuk merencanakan sebuah poros, hal-hal berikut ini perlu diperhatikan :

(1) Kekuatan poros

Suatu poros dapat mengalami beban puntir atau lentur atau gabungan antara puntir dan lentur. Juga ada poros yang mendapat beban tarik atau tekan seperti poros baling-baling kapal atau turbin, dll. Sebuah poros harus direncanakan dengan baik hingga cukup kuat untuk menahan beban-beban yang terjadi.

(2) Kekakuan poros

Meskipun sebuah poros mempunyai kekuatan yang cukup besar, tetapi jika lenturan puntirannya terlalu besar akan mengakibatkan getaran dan suara (contoh pada turbin dan kotak roda gigi). Karena itu, kekuatan poros terhadap puntir juga diperhatikan dan disesuaikan dengan macam beban mesin yang akan ditopang poros tersebut.

(3). Putaran kritis.

Putaran kritis yaitu ketika putaran mesin dinaikkan dan terjadi getaran yang cukup besar. Oleh sebab itu poros harus direncanakan sedemikian rupa sehingga putaran poros lebih rendah dari putaran kritis.

(4). Korosi

Bahan-bahan yang dipilih yakni yang bersifat tidak korosif karena ini akan menyebabkan kekuatan pada poros melemah karena korosi/karat dan memperpendek umur komponen.

2.3.8 Poros dengan Beban Bending Murni

Dari bahan yang dipilih dapat ditentukan tegangan bending yang diijinkan. Momen tahanan bending untuk poros dengan diameter d , adalah :

$$W_b = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \dots (2.12)$$

Dari tegangan bending, momen bending dan momen tahanan bending dapat ditentukan diameter poros minimum yang diijinkan.

$$\sigma_b \geq \frac{M_b}{W_b}$$

$$\frac{Syp}{N} \geq \frac{M}{\left(\frac{\pi}{32}\right) d^3} = \frac{10,2 M}{d^3}$$

$$d \geq \left[\frac{10,2 M}{\left(\frac{Syp}{N}\right)} \right]^{\frac{1}{3}} \dots (2.13)$$

dimana :

σ_n = tegangan bending yang diijinkan (kg/mm²)

M = momen bending (kg.mm)

Z = momen tahanan bending (mm³)

Syp = tegangan tarik bahan (kg/mm²)

N = angka keamanan

d = diameter poros (mm)

2.3.9 Poros dengan Beban Bending dan Torsi

Poros mendapat beban torsi dan bending karena meneruskan daya melalui sabuk, roda gigi ataupun rantai sehingga pada permukaan poros akan terjadi tegangan geser dan tegangan karena bending.

Beban yang bekerja pada poros pada umumnya adalah beban berulang. Jika poros tersebut mempunyai roda gigi, maka akan terjadi kejutan pada saat awal berputar.

Dengan mengingat macam beban, sifat beban, dan lain-lain, ASME menganjurkan suatu rumus yang sederhana untuk menghitung diameter poros dimana sudah

dimasukkan pengaruh kelelahan karena beban berulang. Faktor koreksi yang digunakan adalah K_t untuk momen torsi yang besarnya 1-1,5 jika terjadi sedikit kejutan, K_m untuk momen bending yang besarnya 1,5-2 jika terjadi tumbukan ringan.

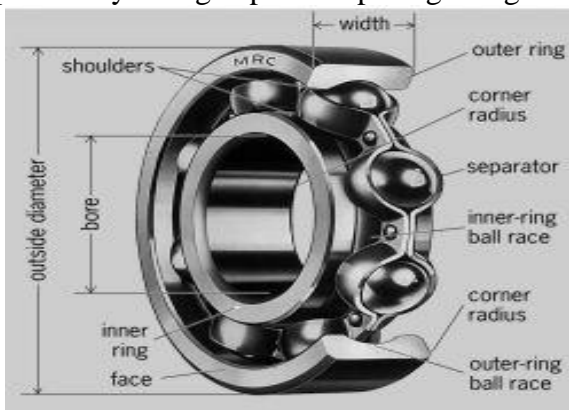
Rumus yang digunakan untuk mencari diameter poros :

$$d \geq \left[\frac{32 \cdot n}{\pi \cdot S_{yp}} \sqrt{(M)^2 + (T)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2.14)$$

dimana : d = diameter poros (mm)
M = momen bending (kg.mm)
T = momen torsi (kg.mm)

2.3.10 Bearing (Bantalan)

Bearing merupakan elemen mesin yang menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan panjang umur. Seperti pada gambar 2.6. *Bearing* harus cukup kokoh agar poros serta elemen-elemen mesin dapat bekerja dengan baik. Jika bearing tidak berfungsi dengan baik, maka kemampuan seluruh sistem akan menurun atau tidak bekerja dengan semestinya. Jadi, bearing dalam pemesian dapat disamakan peranannya dengan pondasi pada gedung.



Gambar. 2.3 Bearing

Sumber : McGraw-Hill Concise Encyclopedia of Engineering. © 2002 by The McGraw-Hill Companies, Inc.

2.3.11 Klasifikasi Bearing

Bearing dapat diklasifikasikan sebagai berikut:

1. Atas dasar gerakan *bearing* terhadap poros

- a. Bearing luncur

Pada *bearing* ini terjadi gesekan luncur antara poros dan *bearing* karena permukaan poros

ditumpu oleh permukaan *bearing* dengan perantaraan lapisan pelumas.

- b. Bearing gelinding

Pada *bearing* ini terjadi gesekan gelinding antara bagian-bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol atau jarum, dan rol bulat.

2. Atas dasar arah beban terhadap poros

- a. *Bearing* radial

Arah beban yang ditumpu *bearing* ini adalah tegak lurus dengan sumbu poros.

- b. *Bearing* axial

Arah beban bearing ini sejajar dengan sumbu poros.

- c. *Bearing* radial-axial

Bearing ini dapat menumpu beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus sumbu poros.

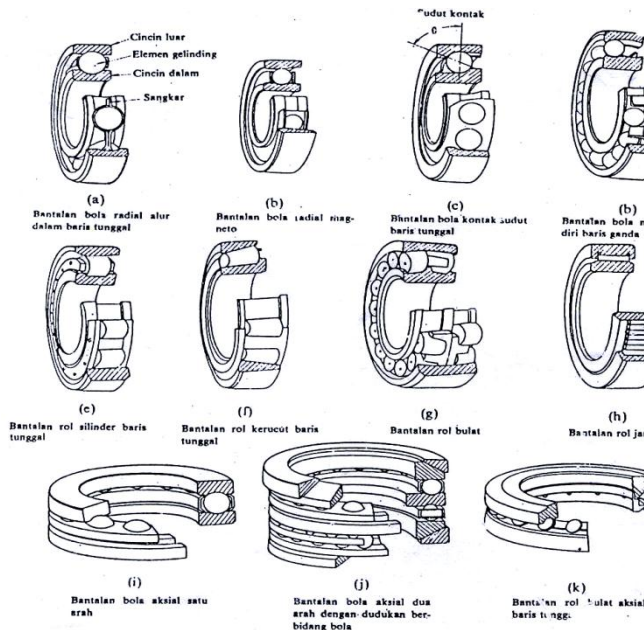
Oleh karena pembebanan *bearing* yang tidak ringan maka bahan *bearing* harus tahan karat, kuat, mempunyai koefisien gesek rendah dan mampu bekerja pada temperatur tinggi. Proses pemilihan bearing dipengaruhi oleh pemakaian, lokasi dan macam.

Dalam pemilihan bantalan perlu mempertimbangkan gaya atau beban yang bekerja pada *bearing* dimana kekuatan bahan *bearing* harus lebih besar daripada beban yang mengenai bearing tersebut. Beban yang diterima oleh *bearing* biasanya adalah beban aksial dan radial yang konstan dan bekerja pada *bearing* dengan ring dalam berputar dan ring luar tetap (diam).

2.3.12 Perencanaan Bearing

Dalam perencanaan ini akan digunakan jenis *bearing* gelinding (*rolling bearing*) karena *bearing* ini mampu menerima beban aksial maupun radial relatif besar. *Bearing* gelinding umumnya lebih cocok untuk beban kecil daripada *bearing* luncur. Tergantung dari pada bentuk elemen gelindingnya. Putaran pada *bearing* ini dibatasi oleh gaya sentrifugal yang timbul pada elemen gelinding tersebut. Karena konstruksinya yang sukar dan ketelitiannya yang tinggi, maka *bearing* gelinding hanya dibuat di pabrik-pabrik tertentu.

Keunggulan *bearing* ini adalah gaya geseknya yang sangat rendah, pelumasnya sangat sederhana, cukup dengan gemuk (*steand pead*), bahkan pada jenis yang memakai sil sendiri tidak perlu memakai pelumas lagi. Pada waktu memilih *bearing* ciri masing-masing harus dipertimbangkan sesuai dengan pemakaiannya, lokasi dan macam beban yang dialami.



Gambar 2.4 Tipe Bearing Gelinding
Sumber: Suhariyanto, Elemen Mesin II

2.3.13 Beban Ekuivalen pada Bearing

Beban ekuivalen adalah beban radial yang konstan yang bekerja pada bantalan dengan ring dalam yang berputar dan ring luar yang tetap, dan akan memberikan umur yang sama, seperti bila bearing bekerja dengan kondisi nyata untuk beban dan putaran yang sama.

Beban ekuivalen pada bearing adalah :

$$\frac{P}{V} = Fr \quad (2-15)$$

Dimana :

- P = Beban ekuivalen (kgf)
 Fr = Beban Radial (kgf)
 V = Faktor putaran konstanta
 = 1,0 untuk ring dalam yang berputar
 = 1,2 untuk ring luar yang berputar

2.3.14 Prediksi Umur Bearing

Dalam memilih bearing gelinding, umur bearing sangat perlu diperhatikan. Ada beberapa definisi mengenai umur bearing, yaitu :

1. Umur (Life)

Didefinisikan sebagai jumlah perputaran yang dapat dicapai dari bearing sebelum mengalami kerusakan atau kegagalan yang pertama pada masing-masing elemennya seperti roll atau bola atau ring.

2. Umur berdasarkan kepercayaan (Rating Life)

Didefinisikan sebagai umur yang dicapai berdasarkan kepercayaan (reliability) 90% berarti dianggap 10% kegagalan dari jumlah perputaran. Umur ini disimbolkan

dengan L_{10} dalam jumlah perputaran atau L_{10h} dengan satuan jam dengan anggapan putarannya konstan.

3. Basis kemampuan menerima beban (Basic Load Rating)

Disebut juga dengan *basic load rating* (beban dinamik) diartikan sebagai beban yang mampu diterima dalam keadaan dinamis berputar dengan jumlah putaran konstan 10^6 putaran dengan ring luar tetap dan ring dalam yang berputar.

4. Kemampuan menerima beban statis (Basic Static Load Rating)

Didefinisikan sebagai jumlah beban radial yang mempunyai hubungan dengan defleksi total yang terjadi secara permanen pada elemen-elemen bearingnya, yang diberikan tekanan, disimbolkan dengan C_0 .

Umur dari bearing dapat dihitung dengan persamaan di bawah ini:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^B \frac{10^6}{60.n} \quad (2-16)$$

Dimana :

- L_{10} = Umur bearing (jam kerja)
 P = Beban ekuivalen (kgf)
 C = Beban dinamis (kgf)
 B = Konstanta tergantung tipe bearing
 = 3,0 untuk bearing bola
 = 10/3 untuk bearing roll
 n = Jumlah putaran (rpm)

2.3 Pasak

Seperti halnya baut dan sekrup, pasak digunakan untuk membuat sambungan yang dapat dilepas yang berfungsi untuk menjaga hubungan putaran relatif antara poros dengan elemen mesin yang lain seperti : Roda gigi, Pulley, Sprocket, Impeller dan lain sebagainya.

Distribusi tegangan secara aktual pada sambungan pasak tidak dapat diketahui secara lengkap, maka dalam perhitungan tegangan disarankan menggunakan faktor keamanan sebagai berikut :

1. Untuk torsi yang tetap dan konstan $N = 1,5$
2. Untuk beban kejut yang kecil (rendah) $N = 2,5$

3. Untuk beban kejut yang besar terutama bolak – balik $N=4,5$

Pada pasak yang rata, sisi sampingnya harus pas dengan alur pasak agar pasak tidak menjadi goyah dan rusak. ukuran dan standard yang digunakan terdapat dalam lapisan. Untuk pasak, umumnya dipilih bahan yang mempunyai kekuatan tarik lebih dari 60 kg/mm, lebih kuat daripada porosnya. Kadang sengaja 2 dipilih bahan yang sengaja lemah untuk pasak, sehingga pasak terlebih dahulu rusak daripada porosnya. Ini disebabkan harga pasak yang murah serta mudah menggantinya.

Menurut bentuk dasarnya pasak dapat dibedakan menjadi:

1. Pasak datar (Square key)
2. Pasak Tirus (Tapered key)
3. Pasak setengah silinder (Wood ruff key)

Menurut arah gaya yang terjadi pasak digolongkan menjadi :

1. Pasak memanjang (Spie)

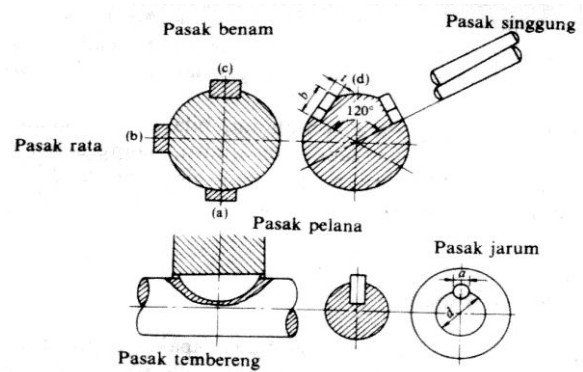
Pasak yang menerima gaya sepanjang pasak terbagi secara merata. Pasak ini dibedakan menjadi pasak baji, pasak kepala, pasak benam dan pasak tembereng.

2. Pasak melintang (pen)

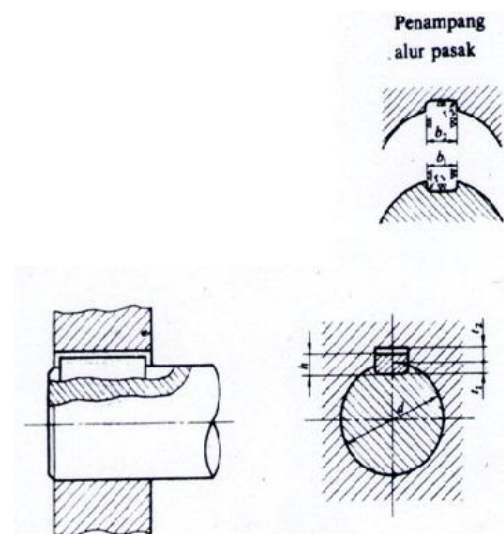
Pasak yang menerima gaya melintang pada penampang pen. Pen ini dapat menjadi dua yaitu pen berbentuk pipih dan pen berbentuk silindris.

Pada perencanaan mesin pemeras kopra ini dipakai tipe pasak datar segi empat karena dapat meneruskan momen yang besar dan komersial pasak ini mempunyai dimensi yaitu lebar (W).

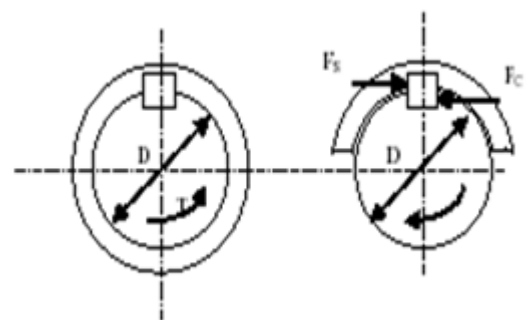
Perlu diperhatikan bahwa lebar pasak sebaiknya antara 25 - 35 % dari diameter poros, dan panjang pasak jangan terlalu panjang dibandingkan dengan diameter poros (antara 0,75 sampai 1,5 D). Karena lebar dan tinggi pasak sudah distandardkan.



Gambar 2.5 Macam-macam pasak
(Sularso, Kiyokatsu Suga; 1997.Hal 24)



Gambar 2.6 Penampang alur pasak
(Sularso, Kiyokatsu Suga; 1997.Hal 10)



Gambar 2.6 Gaya yang terjadi pada pasak
(Sularso, Kiyokatsu Suga; 1997.)

Keterangan :

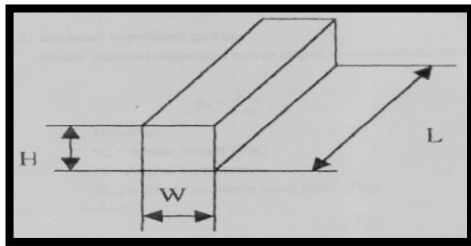
- h = Tinggi pasak (mm)
- b = Lebar pasak (mm)
- L = Panjang pasak (mm)
- F_s = Gaya geser (kg/mm²)

$$F_c = \text{Gaya Kompresi (kg/mm}^2 \text{)}$$

Bila poros berputar dengan torsi sebesar T maka pasak akan menerima gaya F dan selanjutnya akan menimbulkan tegangan geser (σ_s) dan tegangan kompresi (σ_c).

2.3.16 Perencanaan Pasak

Pasak adalah bagian elemen mesin yang berfungsi untuk menyambung dan juga untuk menjaga hubungan putaran relatif antara poros dengan peralatan mesin yang lain.



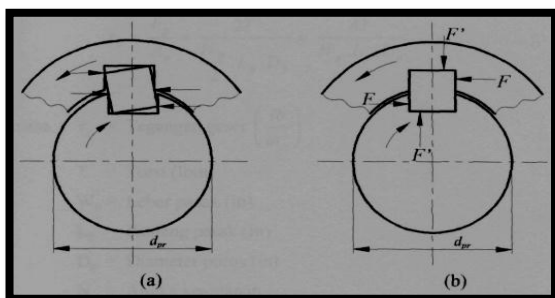
Gambar 2.7 Dimensi Pasak

Sumber: Sularso, Dasar perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin

Distribusi tegangannya dapat terjadi, sehingga dalam perhitungan tegangan disarankan menggunakan faktor keamanan sebagai berikut :

- N = 1 untuk torsi yang tetap atau konstan
- N = 2,5 untuk beban kejut kecil atau rendah
- N = 4,5 untuk beban kejut yang besar terutama dengan bolak balik.

Perlu diperhatikan bahwa lebar pasak sebaiknya antara 25% sampai 30 % dari diameter poros, dan panjang pasak jangan terlalu panjang dibandingkan dengan diameter poros, yaitu antara 0,75 s/d 1,5 kali dameternya. Pasak mempunyai standardisasi yang sesuai dengan desain yang dibutuhkan.



Gambar 2.8 Kedudukan pasak terhadap poros

Sumber: Sularso, Dasar perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin

2.3.17 Gaya yang Bekerja Pada Pasak

Pada perencanaan alat ini, pasak yang digunakan adalah pasak datar segi empat. Pasak tipe ini umumnya mempunyai domensi lebar (W) dan tinggi (H) yang besarnya sama

dan kira-kira sama dengan 0,25 diameter poros. Dari tinggi sebesar H tersebut setengahnya masuk kedalam hub. Bila pasak berputar dengan torsi sebesar T, maka akan menghasilkan gaya yang bekerja pada diameter luar poros dan gaya inilah yang akan bekerja pada pasak.

$$r = \frac{D}{2}$$

$$F = \frac{T}{r}$$

$$F = \frac{2 \cdot T}{D} \text{ (kgf)}$$

.....(2.17)

Dimana :

F = Gaya pada pasak (kgf)

T = Torsi (kgf. mm)

D = Diameter (mm)

r = Jari-jari (mm)

2.3.18 Perhitungan Berdasarkan Tegangan Geser

Perhitungan tegangan geser dihitung menggunakan rumus berikut:

$$\tau_s = \frac{F}{A_s}$$

.....(2.18)

$$\tau_s = \frac{F}{W \cdot L}$$

.....(2.19)

$$\tau_s = \frac{2 \cdot T}{D \cdot W \cdot L}$$

.....(2.20)

Dimana :

τ_s = Tegangan geser (Pa)

F = Gaya pada pasak (N)

W = Lebar pasak (mm)

L = Panjang pasak (mm)

D = Diameter poros (mm)

Tegangan ijin pada pasak

$$|\tau_s| = \frac{K_s \cdot Syp}{N}$$

.....(2.21)

Dengan alasan keamanan maka nilai tegangan geser pada pasak harus lebih kecil satu sama dengan nilai tegangan ijin geser pada pasak.

$$|\tau_s| \geq \tau_s$$

$$\frac{K_s \cdot Syp}{N} \geq \frac{2 \cdot T}{D \cdot W \cdot L}$$



$$L \geq \frac{2 \cdot T \cdot N}{K_s \cdot Syp \cdot W \cdot D} \quad (\text{mm})$$

.....(2.22)

Dimana : N adalah nilai keamanan pasak dan nilai Syp pasak
(diketahui dengan melihat tabel properti bahan)

2.3.19 Perhitungan Berdasarkan Tegangan Kompresi

Tegangan kompresi dihitung menggunakan rumus berikut:

$$\sigma_c = \frac{F}{A_c}$$

$$\sigma_c = \frac{F}{0,5 \cdot H \cdot L}$$

$$\sigma_c = \frac{4 \cdot T}{D \cdot H \cdot L} \quad (\text{pa})$$

.....(2.23)

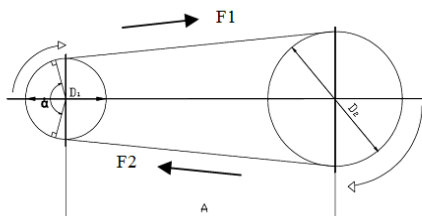
Dimana :

σ_c = Tegangan kompresi (Pa)
F = Gaya pada pasak (N)
H = Tinggi pasak (mm)
L = Panjang pasak (mm)
D = Diameter poros (mm)

2.3.20 Perencanaan Belt dan Pulley

Adapun perencanaan transmisi daya yang digunakan pada mesin pengirat bambu adalah belt yang terpasang pada dua buah pulley, yaitu pulley penggerak dan pulley yang digerakkan. Sedangkan belt yang digunakan adalah jenis V-Belt dengan penampang melintang bentuk trapesium karena transmisi ini tergolong sederhana serta lebih murah dibandingkan dengan penggunaan transmisi yang lain.

Jenis V-belt terbuat dari karet dan mempunyai penampang trapesium. Tenunan atau semacamnya dipergunakan sebagai inti sabuk untuk membawa tarikan yang besar. V-belt dibelitkan dikelilingi alur pully yang berbentuk V-belt pula.



Gambar 2.9 Transmisi belt dan pulley
(Sularso, Kiyokatsu Suga; 1997. Hal 168)

Adapun perencanaan transmisi belt dan pulley motor ke pulley yang digerakkan dimana direncanakan.

2.3.21 Diameter Pulley

Diameter pulley yang terlalu kecil akan memperpendek umur sabuk. Dalam tabel telah diberikan diameter pulley minimum yang diizinkan dan dianjurkan menurut sabuk yang bersangkutan.

Diameter pulley yang diizinkan dan dianjurkan (mm)

Penampang	A	B	C	D	E
Diameter min. yang diizinkan	65	115	175	300	450
Diameter min. yang dianjurkan	95	145	225	350	550

$$\frac{n_1}{n_2} = i = \frac{d_2}{d_1}$$

.....(2.24)

Maka dapat dihitung diameter pulley yang digerakkan :

$$d_2 = i \cdot d_1$$

.....(2.25)

Dimana :

i = Perbandingan reduksi
 n_1 = Putaran pulley penggerak (rpm)
 n_2 = Putaran pulley yang digerakkan (rpm)
 d_1 = Diameter pulley penggerak (mm)
 d_2 = Diameter pulley yang digerakkan (mm)
(Sularso, Kiyokatsu, 1978: Dasar Pemilihan dan Penelitian Elemen Mesin, Hal 166)

2.3.22 Kecepatan Keliling Pulley

Kecepatan pada belt dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$$

.....(2.26)

Dimana :

v = Kecepatan (m/s)
 d_1 = Diameter pulley penggerak (mm)
 n_1 = Putaran per menit (rpm)

(Sularso, Kiyokatsu, 1978: Dasar Pemilihan dan Penelitian Elemen Mesin, Hal 166)

2.3.23 Diameter Ekvivalen

Diameter ekvivalen ditentukan dengan memperhatikan faktor diameter kecil (F_b).

$$d_e = d_1 \cdot F_b$$

.....(2.27)

Dimana :

d_e = Diameter ekvivalen (mm)
 d_1 = Diameter pulley penggerak (mm)
 F_b = Faktor diameter kecil (mm)

(Machine Design Databook.pdf, Chapter 21.22)

2.3.24 Panjang Belt

Panjang belt yang akan digunakan, dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}$$

$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} (d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}$$

.....(2.28)

Dimana :

- L = Panjang belt (mm)
 a = Jarak antar poros (mm)
 d_2 = Diameter pulley yang digerakan (mm)
 d_1 = Diameter pulley penggerak (mm)

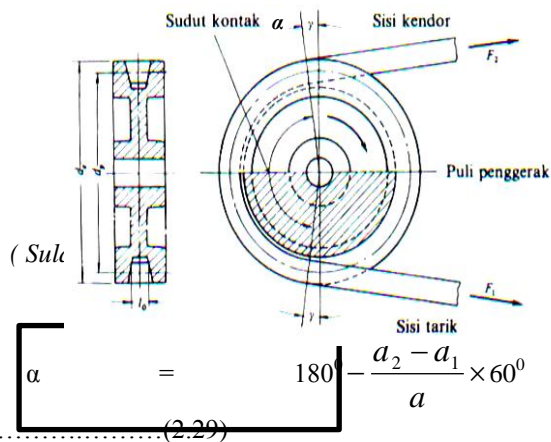
(Machine Design Databook.pdf, Chapter 21.34)

$a = 1,5$ sampai 2 kali pulley besar.

(Sularso, Kiyokatsu, 1978: Dasar Pemilihan dan Penelitian Elemen Mesin, Hal 166)

2.3.25 Sudut Kontak

Adalah besarnya sudut kontak antara pulley dan belt. Untuk mengetahui berapa derajat sudut kontak dan panjang belt yang akan digunakan, dapat dihitung dengan menggunakan rumus-rumus sebagai berikut :



Dimana :

- α = Sudut kontak (°)
 D_2 = Diameter pulley besar (mm)
 D_1 = Diameter pulley kecil (mm)
 A = Jarak antar poros (mm)
 (Sularso, Kiyokatsu Suga; 1994. Hal 173)

2.3.26 Power Rating Per Strand

Besarnya daya yang dapat ditransmisikan oleh 1 sabuk.

$$P^* = v \left(\frac{0,45}{v^{0,09}} - \frac{19,62}{d_e} - \frac{0,765 \cdot v^2}{10^4} \right)$$

.....(2.30)

Dimana :

- P^* = Daya rata-rata per sabuk (kW)
 v = Kecepatan linier sabuk (m/s)
 d_e = Diameter ekivalen (mm)

(Machine Design Databook.pdf, Chapter 21.22)

2.3.27 Jumlah Sabuk

$$Z = \frac{P \cdot F_a}{P^* \cdot F_c \cdot F_d}$$

.....(2.31)

Dimana :

- Z = Jumlah sabuk
 P = Daya (kW)
 F_a = Faktor koreksi beban
 P^* = Daya rata-rata per sabuk (kW)
 F_c = Faktor koreksi panjang belt
 F_d = Faktor koreksi sudut kontak

(Machine Design Databook.pdf, Chapter 21.34)

2.3.28 Dimensi Pulley

Gambar 2.11 Dimensi pulley
(Suhariyanto.2006. Diktat Elemen Mesin I)

Keterangan :

- S = Jarak antara tepi dan tengah alur pulley (mm)
 b = Lebar alur pulley (mm)
 ϕ = Sudut alur pulley (°)
 B = Lebar pulley (mm)
 D_{in} = Diameter dalam pulley (mm)
 D_{out} = Diameter luar pulley (mm)

Data-data untuk mencari diameter luar dan dalam pulley poros motor dan pulley poros yang digerakkan, didapat dari (lampiran 13) tentang spesifikasi V-Belt Type A.

$$\text{Diameter luar pulley} \quad D_{out} = D_m + 2 \cdot c$$

.....(2.32)

$$\text{Diameter dalam pulley} \quad D_{in} = D_m - 2 \cdot e$$

.....(2.33)

$$\text{Lebar pulley} \quad B = (Z-1) \cdot t + 2 \cdot s$$

.....(2.34)

Dimana :

- D_{out} = Diameter luar pulley (mm)
 D_{in} = Diameter dalam pulley (mm)
 B = Lebar pulley (mm)
 Z = Jumlah belt

(Dobrovolsky, 1978: Machine Element, hal.221)

2.3.29 Gaya-Gaya pada Belt dan Pulley

Daya rencana dihitung dengan mengalikan daya yang akan diteruskan dengan faktor koreksi (lampiran).

$$P_d = P \cdot f_c$$

.....(2.35)

Dimana :

- P_d = Daya rencana (kW)
 P = Daya (kW)
 f_c = faktor koreksi
 (Sularso, Kiyokatsu, 1978:, Hal 166)

- Gaya efektif yang bekerja sepanjang lingkaran jarak bagi alur pulley :

$$F_e = \frac{P_d \cdot 102}{v} \quad (2.36)$$

• Gaya Tarik

$$F_e = F_1 - F_2 \quad (2.37)$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \cdot \theta} \quad (2.38)$$

Dimana :

- F_e = Gaya efektif (kg)
- F_1 = Gaya pada sisi tarik (kg)
- F_2 = Gaya pada sisi kendur (kg)
- μ = Koefisien gesek
- θ = Sudut kontak (0)

2.3.30 Gaya Pulley Terhadap Poros

Gambar 2.12 Diagram uraian gaya pada poros pulley

Gaya pulley terhadap poros merupakan gaya resultan dari F_1 dan F_2 . Besarnya gaya pulley yang terjadi pada poros dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$F_R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2} \quad (2.39)$$

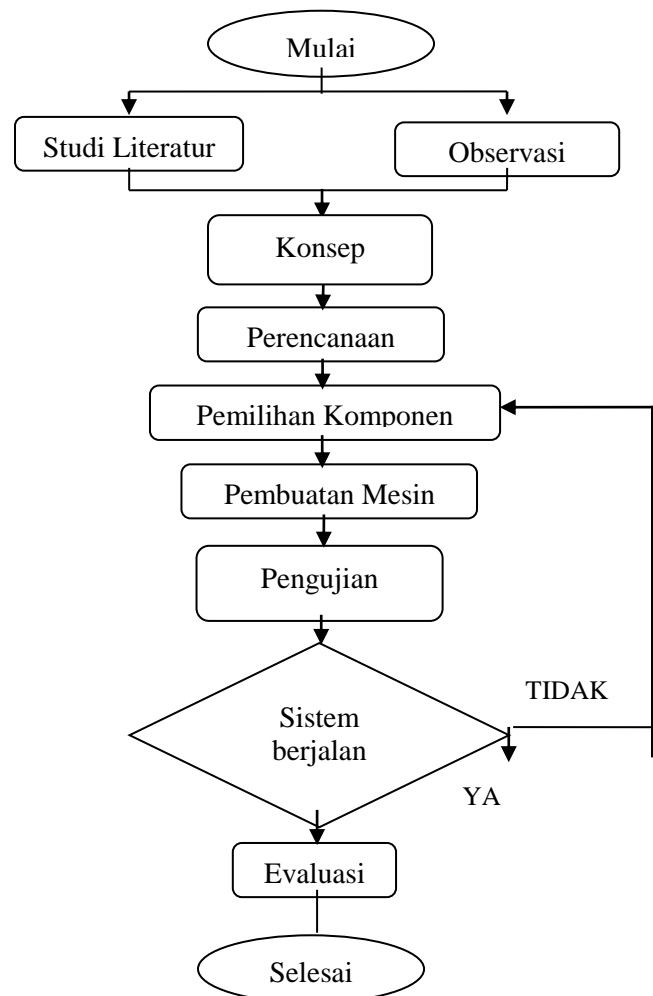
Dimana :

- F_R = Gaya resultan (kg)
- F_1 = Gaya pada sisi tarik (kg)
- F_2 = Gaya pada sisi kendur (kg)

METODOLOGI

Untuk lebih memperjelas dalam metode penyusunan Tugas Akhir ini disusun dengan diagram alir seperti berikut :

3.1 Diagram Alir Perencanaan



Gambar 3.1 Diagram alir perencanaan rancang bangun mesin

Dalam perencanaan membuat mesin pengaduk adonan donat ini menggunakan metode penelitian, meliputi :

1. Studi literatur

Studi literatur dilakukan dengan mempelajari buku-buku pedoman yang berhubungan dengan sistem pengadukan (spinning), hasil publikasi ilmiah, serta melalui penelitian yang berhubungan dengan perencanaan system pengadukan dalam rangka memperoleh dasar teori dan melengkapi perancangan.

2. Observasi lapangan

Sedangkan observasi atau studi lapangan untuk pengambilan data dilakukan dengan cara survei langsung untuk mendapatkan informasi dan data-data mengenai cara pembuatan produk adonan dan jenis material apa saja yang digunakan. Serta untuk mengetahui dimana titik kekurangan pada mesin – mesin pengaduk adonan sederhana yang sudah ada.

3. Konsep

Mesin ini akan digunakan industri pangan yang kecil karena kapasitas adonan yang dihasilkan kecil,

dengan kondisi tempat yang sempit, mudah untuk dioperasikan dan menghemat tenaga.

4. Perencanaan

Perencanaan ini dilakukan dengan cara mengaplikasikan dasar teori yang telah ada dan menggunakannya dalam perhitungan perancangan, sehingga dapat diketahui mengenai mekanisme kerja yang diinginkan agar alat tersebut aman dalam pengoperasian.

5. Pembuatan Mesin

Pada tahapan ini dilakukan proses permesinan pada rancang bangun alat yang diperoleh dari perencanaan dan perhitungan mesin. Dan dari hasil perhitungan dan perencanaan dapat diketahui spesifikasi dari bahan maupun dimensi dari komponen yang akan diperlukan untuk pembuatan alat. Dari komponen yang diperoleh kemudian dilakukan perakitan untuk membuat alat yang sesuai dengan desain yang telah dibuat.

6. Pengujian

Setelah rancang bangun alat selesai, dilakukan pengujian mesin tersebut dan dicatat hasil pengujiannya, apakah mesin tersebut berjalan baik atau tidak.

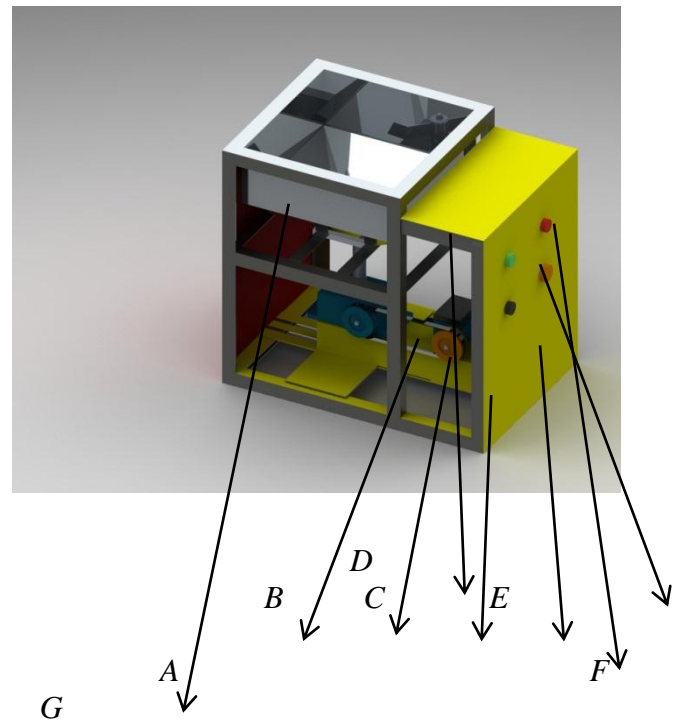
7. Evaluasi

Tahap ini dilakukan dengan menarik kesimpulan yang didapat dari hasil pengujian yang telah dilakukan dan dilanjutkan dengan pembuatan laporan.

3.2 Cara Kerja Mesin Pengaduk Adonan Donat

Cara kerja mesin pengaduk adonan ini sangat sederhana, pengguna hanya menekan tombol on/off yang tersedia pada panel mesin. Berikut adalah runtutan sistem pemakaian mesin pengaduk adonan ini :

- 1) Siapkan semua bahan – bahan yang digunakan untuk pembuatan adonan.
- 2) Masukkan semua bahan – bahan tersebut kedalam wadah mesin diawali dengan tepung.
- 3) Putar tombol on untuk memutar pisau pengaduk mesin.
- 4) Tunggu sampai adonan mulai kental dan merata.
- 5) Jika sudah selesai putar kembali tombol off untuk menghentikan putaran pisau.
- 6) Selesai.



Gambar 3.2 Gambar Benda Kerja

Keterangan gambar :

- A. Panci Pengadukan
- B. Gearbox 1:10
- C. Pulley pada gearbox
- D. Poros pada Gearbox
- E. Pulley pada penggerak
- F. Motor ½ PK
- G. Panel Tombol

ANALISA DAN PERHITUNGAN

4.1 Analisa Gaya

Gaya yang dibutuhkan untuk pengadukan adonan sampai benar – benar kental sebesar 11,7 Kgf dalam waktu 15 menit dengan kapasitas adonan tiap 1 kg.

4.2 Kebutuhan Daya Pada Mesin Tanpa Beban

Untuk mencari kebutuhan daya di gunakan rumus berikut :

Diketahui :

$$\begin{aligned} m_{\text{poros}} &= 1 \text{ kg} \\ m_{\text{pengaduk}} &= 0,4 \text{ kg} \\ r_{\text{poros}} &= 15 \text{ mm} = 0,015 \text{ m} \\ r_{\text{pengaduk}} &= 110 \text{ mm} = 0,11 \text{ m} \end{aligned}$$

Jadi :

$$\begin{aligned} I_1 &= \frac{1}{2} m_{\text{poros}} \cdot (r_{\text{poros}})^2 \\ &= \frac{1}{2} \cdot 1 \cdot (0,015)^2 \\ &= 1,125 \times 10^{-4} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I_2 &= \frac{1}{2} m_{\text{pengaduk}} \cdot (r_{\text{pengaduk}})^2 \\ &= \frac{1}{2} \cdot 0,4 \cdot (0,11)^2 \\ &= 24,2 \times 10^{-4} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I_{\text{total}} &= I_1 + I_2 \\ &= 1,125 \times 10^{-4} + 24,2 \times 10^{-4} \\ &= 25,325 \times 10^{-4} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} a &= \frac{2\pi n^2}{60} \\ &= 2,3,14 \cdot \frac{(23,3)^2}{60} \\ &= 56,82 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N_1 &= I \times a \\ &= 25,2 \times 10^{-4} \times 56,82 \\ &= 0,14 \text{ Hp} \end{aligned}$$

Diketahui :

$$\rho = 350 \text{ kg/m}^3 = 0,68 \text{ slug/ft}^3$$

$$\mu = 0,6 \text{ N.s/m}^2 = 0,06 \text{ pa.s} = 12,54 \times 10^{-4} \text{ lbf.s/ft}^2$$

$$L = 0,04 \text{ m} / 0,3048 = 0,131 \text{ ft}$$

$$N = 140 \text{ rpm} = 2,33 \text{ rps}$$

$$D = 0,34 \text{ m} = 1,12 \text{ ft}$$

$$W = 0,03 \text{ m} = 0,09 \text{ ft}$$

$$H = 0,11 \text{ m} = 0,36 \text{ ft}$$

$$N_2 =$$

$$\begin{aligned} &0,000129 \cdot L^{2,72} \cdot \mu^{0,14} \cdot N^{2,86} \cdot \rho^{0,86} \cdot D^{1,1} \cdot W^{0,3} \cdot H^{0,6} \\ &= 0,000129 (0,131)^{2,72} \cdot (12,54 \times 10^{-4})^{0,14} \cdot \end{aligned}$$

$$(2,33)^{2,86}$$

$$(0,68)^{0,86} \cdot (1,12)^{1,1} \cdot (0,09)^{0,3} \cdot (0,36)^{0,6}$$

$$= 0,000129 \cdot 0,004 \cdot 0,39 \cdot 11,24 \cdot 0,72 \cdot$$

$$1,13 \cdot 0,48 \cdot$$

$$0,54$$

$$= 0,37 \text{ Hp}$$

$$N_{\text{total}} = N_1 + N_2$$

$$= 0,14 \text{ Hp} + 0,37 \text{ Hp}$$

$$= 0,51 \text{ Hp}$$

$$\text{Untuk } n_n = 0,95$$

$$N = \frac{N_{\text{Total}}}{n_n}$$

$$= \frac{0,61}{0,95}$$

$$= 0,54 \text{ Hp}$$

Dari hasil perhitungan diatas, maka diputuskan dalam perencanaan mesin pengaduk adonan donat ini menggunakan motor AC ½ Phase dengan daya 0,5Hp ,0,37kw,dan putaran 1400 rpm.

4.3 Perhitungan Torsi

Perhitungan torsi saat motor sudah direduksi dengan gearbox dan menghasilkan putaran 140.

$$\text{Dimana: } P = 0,37 \text{ kW}$$

$$n = 140 \text{ Rpm}$$

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{p}{n}$$

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{0,37}{140}$$

$$T = 2574,14 \text{ kg.f}$$

4.4 Perhitungan Gaya

Dimana: $T = 2574,14 \text{ kg.f}$

$$r = 110 \text{ mm}$$

$$F_s = ?$$

$$T = F_s \cdot r$$

$$F_s = \frac{T}{r}$$

$$= \frac{2574,14 \text{ kg.f}}{110 \text{ mm}}$$

$$= 23,4 \text{ kg.f/mm}$$

4.5 Perhitungan Wadah Adonan

Di rencanakan adonan yang akan di proses adalah 3 kg. Dengan rincian 3 kg tepung dan bahan yang lain menyesuaikan.

Massa jenis adonan (ρ) :

m = massa adonan dalam 1 liter

$$\rho = \frac{m}{v}$$

$$= \frac{0,35}{10^{-3} \text{ m}^3}$$

$$= 350 \text{ kg/m}^3$$

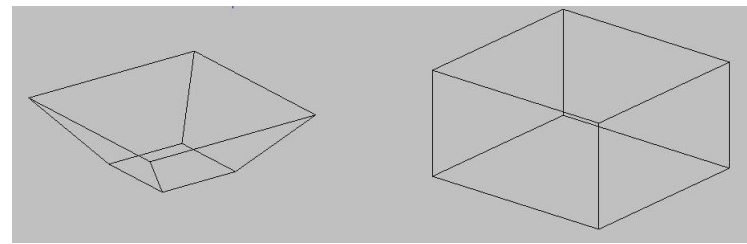
Volume kapasitas adonan yang dimasukkan (v) :

$$V = \frac{3 \text{ kg}}{350 \text{ kg/m}^3}$$

$$= 0,008 \text{ m}^3 = 8 \text{ liter}$$

Wadah pengadukan harus memiliki volume lebih dari 8 liter agar bisa memproses dengan baik. Wadah pengadukan mengikuti bentuk dari pisau pengaduk.

Dan direncanakan sebagai berikut :



Untuk menghitung volume wadah trapezium tersebut, di potong dulu menjadi 3 bagian.

Yaitu 2 prisma dan satu balok.

V prisma = Luas alas x tinggi

$$= \sqrt{s(s-a)(s-b)(s-c)} \times 150$$

$$=$$

$$\sqrt{195,15(100,15)(180,15)(49,85)} \times 150$$

$$= \sqrt{17.223.410,8} \times 150$$

$$= 4.150,1 \times 150$$

$$= 622.516,5 \text{ mm}^3 = 0,6 \text{ liter}$$

Volume Balok = $s \times s \times s$

$$= 150 \times 150 \times 110$$

$$= 2.475.000 \text{ mm}^3$$

$$= 2,5 \text{ liter}$$

Volume total wadah bagian bawah adalah :

$$= 2 \times (V. \text{prisma}) + V. \text{Balok}$$

$$= 2 \times (0,6) + 2,5$$

$$= 3,7 \text{ liter}$$

Volume wadah bagian atas :

$$V = s \times s \times s$$

$$= 340 \times 340 \times 190$$

$$= 21.964.000 \text{ mm}^3$$

$$= 21,9 \text{ liter}$$

Total Volume wadah pengaduk adalah:

$$= 21,9 + 3,7$$

$$= 25,6 \text{ liter}$$

4.6 Belt Dan Pulley

Mesin ini menggunakan belt dan pulley sebagai transmisi daya. Penggunaan belt ini bertujuan untuk meningkatkan efisiensi daya.

Data yang diketahui :

P = Daya yang ditransmisikan 0,5 HP

n_1 = Putaran pada pulley motor 1400 rpm

n_2 = Putaran pada pulley gear box 1400 rpm

4.6.1 Belt

Pada sub bab belt ini akan menghitung daya perencanaan, momen torsi, tipe belt yang digunakan, kecepatan belt, panjang belt, tegangan maksimal belt dan umur belt agar penggunaan belt aman.

4.6.2 Daya Perencanaan

Besarnya daya perencanaan belt (P_d) bisa dihitung dengan rumus berikut :

$$P_d = f_c \times P$$

Dimana :

f_c = Faktor koreksi (didapatkan pada lampiran tabel dengan pertimbangan variasi beban kecil dan jumlah jam kerja 8-10 jam perhari dengan nilai 1,3)

Jadi

$$P_d = 1,3 \times 0,5 \text{ HP} = 0,65 \text{ HP}$$

4.6.3 Momen Torsi

Besarnya momen torsi belt (T) bisa dihitung dengan rumus berikut :

$$T = 716.200 \times \frac{P_d}{n_1}$$

$$T = 716.200 \times \frac{0,65}{1400} = 332,521 \text{ kg.cm}$$

4.6.4 Tipe Belt

Tipe belt ditentukan oleh daya perencanaan (P_d) dan putaran pulley pada mesin (n_1) agar belt aman saat digunakan.

Dimana :

P_d = Daya perencanaan = 0,65 HP = 0,48 KW

n_1 = Putaran pulley pada mesin = 1400 rpm

4.6.5 Pemilihan atau perhitungan Diameter

Untuk memilih atau menghitung besarnya diameter pulley, dapat menggunakan rumus perbandingan putaran i .

4.6.6 Kecepatan V Belt

Besarnya kecepatan v belt dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$$

Dimana :

d_1 = diameter pulley pada motor sebesar 76,2 mm

n_1 = putaran pulley pada motor sebesar 1400 rpm

Jadi :

$$v = \frac{3,14 \cdot 76,2 \text{ mm} \cdot 1400 \text{ rpm}}{60 \times 1000} = 5,58 \text{ m/s}$$

4.6.7 Panjang V Belt dan Tipe Belt

Besarnya panjang v belt dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$L = 2 \cdot C + \frac{\pi}{2}(d) + \frac{(d)^2}{4 \cdot C}$$

Dimana :

d = diameter pulley pada motor sebesar 101,6 mm

C = Jarak antar poros pulley yang direncanakan sepanjang 220 mm, karena disesuaikan dengan posisi motor dan gear box

Jadi

:

$$\begin{aligned}
 L &= 2 \times 220 \text{ mm} + \frac{3,14}{2} (76,2 \text{ mm}) + \frac{(76,2 \text{ mm})^2}{4 \cdot 220 \text{ mm}} \\
 &= 440 \text{ mm} + 119,63 \text{ mm} + 6,6 \text{ mm} \\
 &= 566,23 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Dikarenakan hasil perhitungan panjang belt tidak termasuk dalam standart maka kami menggunakan panjang belt yang standart yaitu $A19 = 21,3 \text{ inch} = 541,02 \text{ mm}$.

4.6.8 Sudut Kontak

Besarnya sudut kontak belt dengan pulley bisa dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$\alpha = 180^\circ - \frac{d}{C} \times 60^\circ$$

Jadi :

$$\begin{aligned}
 \alpha &= 180^\circ - \left[\frac{76,2 \text{ mm}}{220 \text{ mm}} \cdot 60^\circ \right] \\
 &= 180^\circ - 20,78^\circ = 159,22 \\
 a &= 159,22 : 180 \times 3,14 = 2,78 \text{ rad}
 \end{aligned}$$

4.6.9 Gaya Efektif Belt

Besarnya gaya efektif belt bisa dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu' \alpha}$$

$$F_e = F_1 - F_2$$

Dimana :

α = sudut kontak = 2,78 rad

μ = koefisien gesek antara belt ban pulley = 0,22

dilihat dari bahan pulley (cast iron) dan bahan V beltnya (solid woven)

$e = 2,71$

F_1 = Gaya pada belt yang kencang (kgf)

F_2 = Gaya pada belt yang kendur (kgf)

Jadi :

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu' \alpha}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = 2,71^{0,22 \cdot 2,78} = 2,71^{0,6}$$

$$F_1 = 1,82 F_2$$

$$F_e = \frac{T_1}{r_1} = \frac{2574,14 \text{ kg} \cdot \text{mm}}{220 \text{ mm}} = 11,7 \text{ kgf}$$

$$F_e = F_1 - F_2$$

$$11,7 \text{ kg} = 1,82 F_2 - F_2$$

$$10,77 \text{ kg} = 0,82 F_2$$

$$F_2 = 13,1 \text{ kgf}$$

$$F_1 = 1,92 F_2 = 1,92 \times 13,1 \text{ kgf}$$

$$= 25,152 \text{ kgf}$$

4.6.10 Tegangan Maksimum Pada Belt

Besarnya tegangan maksimum pada belt dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{F_e}{2 \cdot A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + E_b \frac{h}{D_{\min}}$$

Dimana :

σ_0 = Tegangan awal = 12 kg/cm² untuk V belt

$F_e = 11,7 \text{ kg}$

v = kecepatan V belt = 5,58 m/s = 558 cm/s

h = ketebalan V belt tipe A = 8 mm = 0,8 cm

A = luas penampang V belt tipe A = 0,8 cm²

g = percepatan gravitasi = 9,81 m/s²

γ = berat jenis v belt = 1,3 kg/dm³ = 0.0013 kg/cm²

(bahan solid woven cotton lampiran)

E_b = modulus elastisitas bahan v belt = 800 kg/cm²

(bahan solid woven cotton lampiran)

D = diameter pulley

Jadi :

$$\begin{aligned}
 \sigma_{\max} &= 12 \text{ kg/cm}^2 + \frac{11,7 \text{ kg}}{2 \cdot 0,81 \text{ cm}^2} + \frac{0,0013 \text{ Kg/cm}^3 \cdot (558 \text{ cm})^2}{10 \cdot 981 \text{ cm/s}^2} \\
 &\quad + 800 \text{ kg/cm}^2 \cdot \frac{0,8 \text{ cm}}{11,7 \text{ cm}} \\
 &= 12 \text{ kg/cm}^2 + 7,22 \text{ kg/cm}^2 + 0,73 \text{ kg/cm}^2 + 54,7 \\
 &= 74,65 \text{ kg/cm}^2
 \end{aligned}$$

4.6.11 Jumlah Putaran Per Satuan Panjang

Banyaknya putaran per satuan panjang bisa dihitung menggunakan rumus sebagai berikut :

$$u = \frac{v}{L}$$

Diamana :

v = kecepatan putaran belt yaitu 7,443 m/s

L = panjang belt yaitu 670 mm atau 0,67 m

Jadi :

$$u = \frac{7,443 \text{ m/s}}{0,67 \text{ m}} = 11,1 \text{ s}^{-1}$$

4.6.12 Umur Belt

Lamanya umur belt dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot u \cdot X} \left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m$$

Dimana :

N_{base} = basis atau dasar dari fatigue test = 10^7 cycles

(dilihat pada lampiran)

σ_{fat} = 90 kg/cm² (didapatkan pada lampiran)

σ_{max} = tegangan maksimum = 74,65 kg/cm²

m = 8 (tipe V-Belt dilihat pada lampiran)

u = Jumlah putaran per sekon = 8

X = Jumlah pulley

Jadi :

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot u \cdot X} \left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m$$

$$= \frac{10^7}{3600 \cdot 8 \cdot 2} \left[\frac{90 \text{ kg/cm}^2}{74,65 \text{ kg/cm}^2} \right]^8 = 774,96 \text{ jam}$$

4.6.13 Gaya Pulley terhadap Poros

Besarnya gaya pulley yang terjadi pada poros dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$F_R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2}$$

$$= \sqrt{93,98^2 + 48,95^2}$$

$$= 8.832,24 + 2.396,1$$

$$= 105,96 \text{ kgf}$$

4.5 Perhitungan Poros

Pada perhitungan poros, pertama yang akan dicari adalah tegangan yang akan diterima atau yang ditimbulkan oleh semua mekanisme yang terpasang pada poros. Yaitu melalui perhitungan mekanika teknik mengenai gaya-gaya yang bekerja dan momen

yang terjadi pada poros. Setelah mendapat perhitungan dari semua mekanika teknik yang terjadi pada poros kita akan mencari berapa diameter poros yang harus digunakan agar nantinya alat dapat bekerja dengan aman.

4.7.1 Mencari Besarnya Momen Torsi dan Momen Bending

Sebelum mencari berapa besarnya diameter poros yang seharusnya dipakai terlebih dahulu harus mencari berapa besarnya momen torsi dan momen bending. Besarnya momen torsi dapat dihitung dengan menggunakan rumus.

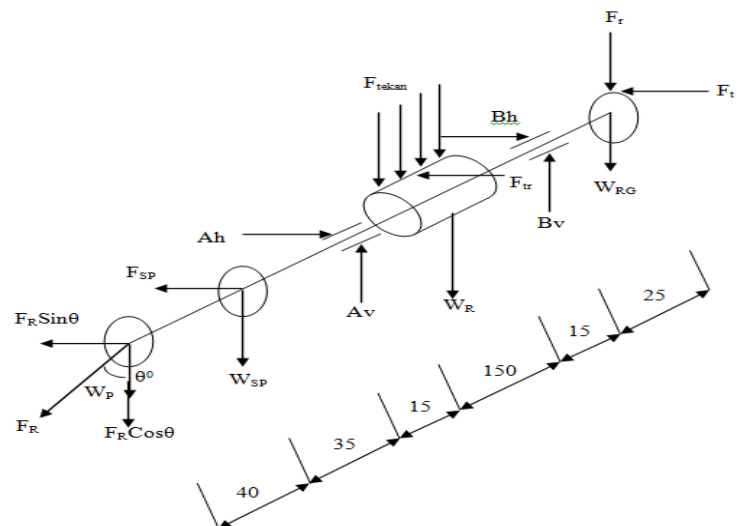
$$T = 9,74 \cdot 10^5 \frac{P}{Np}$$

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \frac{0,37 \text{ Kw}}{140 \text{ rpm}}$$

$$T = 2.574,14 \text{ kg.mm}$$

Selanjutnya setelah menghitung berapa besarnya momen torsi, akan dihitung besarnya momen bending.

4.7.2 Bidang Horisontal dan vertikal

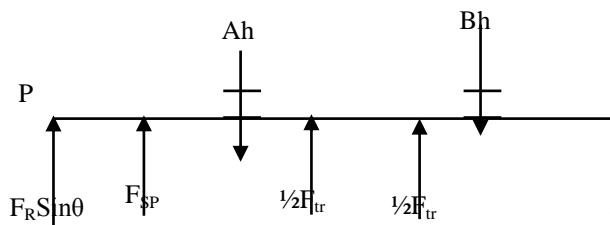


Gambar 4.1 Gaya yang bekerja pada poros

Gaya yang bekerja untuk setiap titik pada poros dan jarak antara titik satu dengan titik yang lain ditentukan dengan mengacu persamaan $\sum M = 0$ dan $\sum F = 0$, maka momen bending dan gaya yang bekerja pada poros untuk bidang horisontal dan vertikal dapat diketahui.

Setelah menghitung gaya dan momen bending yang terjadi maka dibuat bidang lintang (gaya) untuk mengetahui apakah perhitungan diatas sudah benar dan juga agar mudah membuat diagram bidang momen. Dengan membuat diagram bidang momen tersebut kita akan bisa melihat letak momen yang terbesar pada poros.

Tinjauan Bidang Horizontal



Gambar 4.2 Gaya poros horizontal

Diketahui dari data-data sebelumnya:

- $\theta = 45^\circ$
- $F_R = 105,96 \text{ kgf}$
- $F_R \cdot \sin \theta = 105,96 \text{ kg} \cdot \sin 45^\circ = 74,91 \text{ kgf}$
- $F_t = 5,28 \text{ kgf}$
- $F_r = \frac{T}{r} = \frac{4.174,285 \text{ kgf} \cdot \text{mm}}{29 \text{ mm}} = 143,94 \text{ kgf}$
- $F_{tr} = 1,92 \text{ kgf}$
- $F_{SP} = 79,48 \text{ kgf}$

$$+ \sum Fh = 0$$

$$\begin{aligned} 0 &= F_R \sin \theta + F_{sp} - Ah + \frac{1}{2} F_{tr} + \frac{1}{2} F_{tr} - Bh + F_t \\ &= 74,91 + 79,48 - Ah + \frac{1}{2} (1,92) + \frac{1}{2} (1,92) \\ &\quad - Bh + 5,28 \\ &= Ah - Bh \\ Ah + Bh &= 161,59 \text{ kg} \dots \dots \dots (1) \end{aligned}$$

$$+ \sum Mp = 0$$

$$\begin{aligned} 0 &= F_{sp} (40) - Ah (75) + \frac{1}{2} F_{tr} (90) + \frac{1}{2} F_{tr} (270) \\ &\quad - Bh (285) + F_t (320) \\ &= 79,41 (40) - Ah (75) + \frac{1}{2} (1,92) (90) \\ &\quad + \frac{1}{2} (1,92) (270) - Bh (285) + 5,28 (320) \\ &= 3.176,4 - Ah (75) + 86,4 + 259,2 - Bh (285) \\ &\quad + 1.689,6 \end{aligned}$$

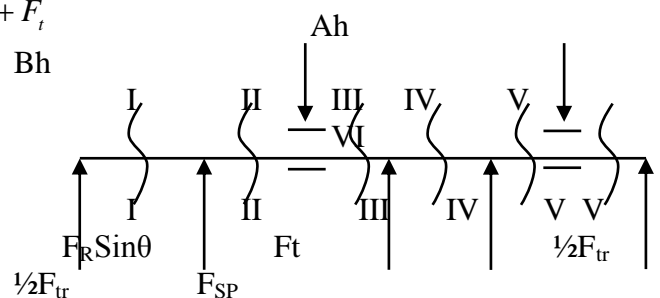
$$Ah (75) + Bh (285) = 5.2108,6 \text{ kg} \dots \dots \dots (2)$$

Persamaan 1 dan 2, eliminasi :

$$\begin{array}{rcl} Ah + Bh &= 161,59 & \times 285 \\ 75Ah + 285Bh &= 5.208,6 & \times 1 \\ \hline 285Ah + 285Bh &= 46.053,15 \\ 75Ah + 285Bh &= 5.208,6 & - \\ \hline 210Ah &= 40.844,55 \\ Ah &= 194,49 \text{ kg} \dots \dots \dots (3) \end{array}$$

Persamaan 3, distribusikan ke persamaan 1 :

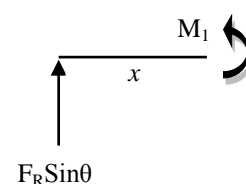
$$\begin{aligned} Ah + Bh &= 161,59 \\ 194,49 + Bh &= 161,59 \\ Bh &= 161,59 - 194,49 \\ &= -32,9 \text{ kg} \end{aligned}$$



Gambar 4.3 Gaya sebenarnya poros horizontal

Momen Bending Horizontal

- Potongan I-I kiri

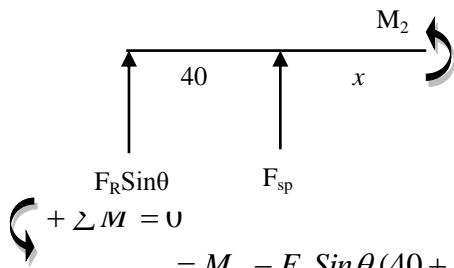


$$\begin{aligned}
 + \sum M &= 0 \\
 &= M_1 - F_R \sin \theta (x) \\
 M_1 &= 105,94 \cdot \sin 45 (x)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 x = 0 \rightarrow M_1 &= 74,91(0) \\
 &= 0
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 x = 40 \rightarrow M_1 &= 74,91(40) \\
 &= 2.996,4 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$

- Potongan II-II kiri

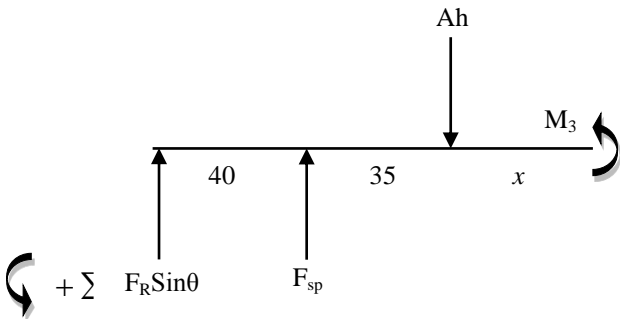


$$\begin{aligned}
 + \sum M &= 0 \\
 &= M_2 - F_R \sin \theta (40 + x) - F_{sp} (x) \\
 M_2 &= 74,91(40 + x) + 79,48(x)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 x = 0 \rightarrow M_2 &= 74,91(40 + 0) + 79,48(0) \\
 &= 2.996,4 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 x = 35 \rightarrow M_2 &= 74,91(40 + 35) + 79,48(35) \\
 &= 5.775,75 + 2.781,8 \\
 &= 2.993,65 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$

- Potongan III-III kiri

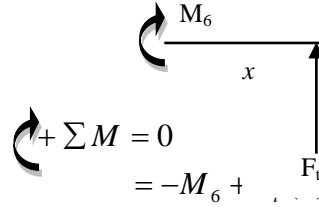


$$\begin{aligned}
 + \sum M &= 0 \\
 &= M_3 - F_R \sin \theta (40 + 35 + x) - F_{sp} (35 + x) \\
 &\quad + Ah (x) \\
 M_3 &= 74,91(40 + 35 + x) - 79,48(35 + x) \\
 &\quad + 194,49(x)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 x = 0 \rightarrow M_3 &= 74,91(40 + 35 + 0) - 79,48(35 + 0) + 194,49(0) \\
 &= 4.801,7
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 x = 15 \rightarrow M_3 &= 81,7(40 + 35 + 15) - 37,88(35 + 15) + 181,4(15) \\
 &= 7.353 - 1.894 + 2.721,6 \\
 &= 8.180,6 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$

- Potongan VI-VI kanan

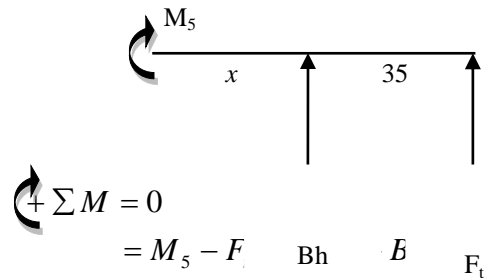


$$\begin{aligned}
 + \sum M &= 0 \\
 &= -M_6 + F_t (x) \\
 M_6 &= F_t (x)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 x = 0 \rightarrow M_6 &= 5,28(0) \\
 &= 0
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 x = 35 \rightarrow M_6 &= 5,28(35) \\
 &= 184,4 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$

- Potongan V-V kanan

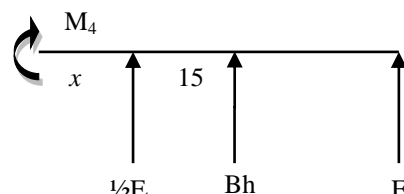


$$\begin{aligned}
 + \sum M &= 0 \\
 &= M_5 - F_t (35 + x) + B_h (x) \\
 M_5 &= F_t (35 + x) - B_h (x)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 x = 0 \rightarrow M_5 &= 5,28(35 + 0) - (-32,9)(0) \\
 &= 184,8 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 x = 15 \rightarrow M_5 &= 5,28(35 + 15) - (-32,9)(15) \\
 &= 164 + 493,5 \\
 &= 657,5 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$

- Potongan IV-IV kanan



$$\begin{aligned}
 + \sum M &= 0 \\
 &= M_4 - \frac{1}{2} F (15) - F (x) \\
 M_4 &= \frac{1}{2} F (15) + F (x)
 \end{aligned}$$

$$+ \sum M = 0$$

$$= M_4 - F_t (35 + 15 + x) - Bh (32,5 + x)$$

$$- \frac{1}{2} F_{tr}(x)$$

$$M_4 = F_t (35 + 15 + x) + Bh (15 + x) + \frac{1}{2} F_{tr}(x)$$

$$x = 0 \rightarrow M_4 = 5,28(35 + 15 + 0) + (-32,9)(15 + 0)$$

$$+ \frac{1}{2} 1,92(0)$$

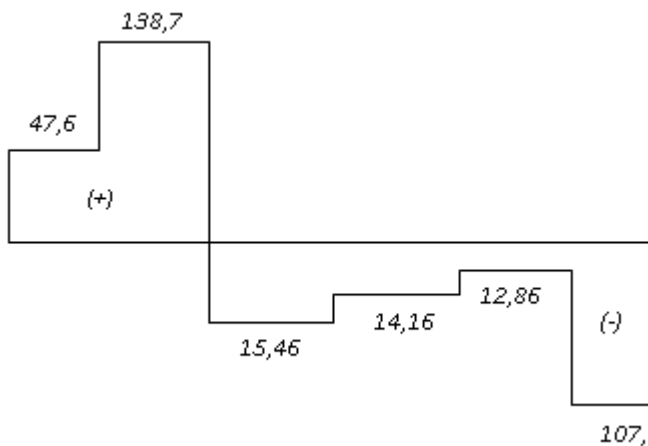
$$= -228,54 \text{ kg.mm}$$

$$x = 180 \rightarrow M_4 = 5,28(35 + 15 + 180) + (-32,9)(15 + 180)$$

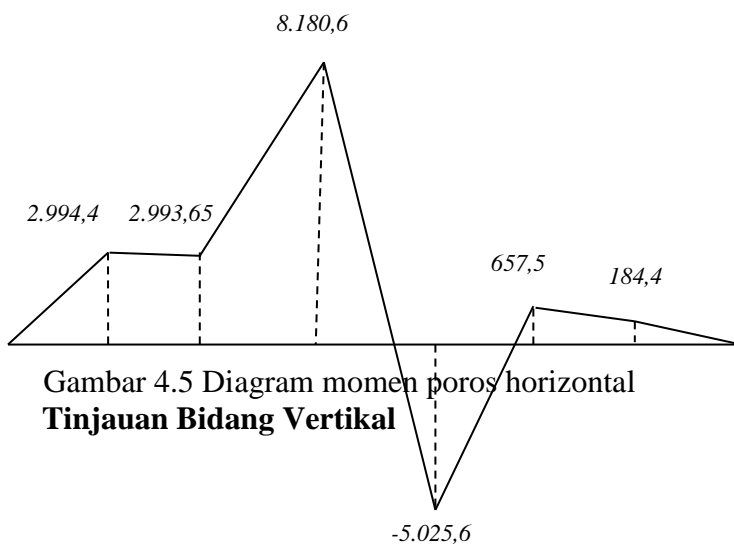
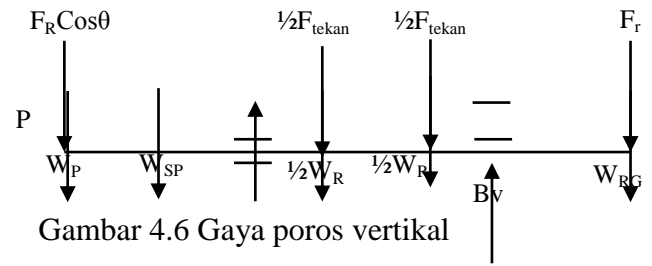
$$+ \frac{1}{2} 1,92(180)$$

$$= 1.214,4 - 6.415,5 + 175,5$$

$$= -5.025,6 \text{ kg.mm}$$



Gambar 4.4 Diagram geser poros horizontal

Gambar 4.5 Diagram momen poros horizontal
Tinjauan Bidang Vertikal

Gambar 4.6 Gaya poros vertikal

Diketahui :

- $\theta = 45^0$
- $F_R \cdot \cos \theta = 105,96 \text{ kgf} \cdot \cos 45^0 = 74,91 \text{ kgf}$
- $F_r = 143,94 \text{ kgf}$
- $F_{tekan} = 6,6 \text{ kgf}$
- $W_p = 4,3 \text{ kg}$
- $W_{RG} = 1,2 \text{ kg}$
- $W_R = 6 \text{ kg}$
- $W_{SP} = 0,25 \text{ kg}$



$$+ \sum F_v = 0$$

$$0 = F_R \cos \theta - W_p - W_{sp} + A_v - F_{tekan} - W_R + B_v - F_r - W_{rg}$$

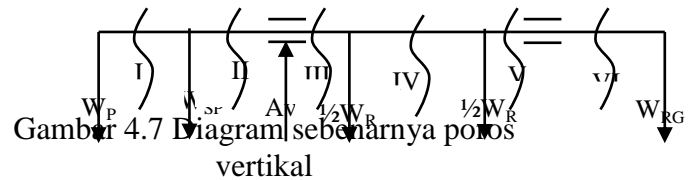
$$A_v + B_v = F_R \cos \theta + W_p + W_{sp} + F_{tekan} + W_R + F_r + W_{RG}$$

$$= 74,91 + 4,3 + 0,25 + 6,6 + 6 + 143,94 + 1,2$$

$$A_v + B_v = 237,2 \text{ kg} \dots \dots (4)$$

$$\curvearrowright + \sum M_p = 0$$

$$\begin{aligned} 0 &= W_{SP}(40) - A_v(75) + \frac{1}{2}(F_{tekan} + W_R)(90) \\ &+ \frac{1}{2}(F_{tekan} + W_R)(270) - B_v(285) \\ &+ (F_r + W_{RG})(320) \\ &= 0,25(40) - A_v(75) + \frac{1}{2}(6,6 + 6)(90) \\ &+ \frac{1}{2}(6,6 + 6)(270) - B_v(285) \\ &+ (143,94 + 1,2)(320) \\ &= 10 - 75A_v + 567 + 1701 - 285B_v \\ &+ 46.448,8 \\ 75A_v + 285B_v &= 48.716,8 \text{kg} \dots \dots (5) \end{aligned}$$



Momen bending vertikal
Potongan I-I kiri

$$\begin{aligned} + \sum M &= 0 \\ &= M_1 - F_R \cos \theta(x) - W_P(x) \\ M_1 &= (F_R \cos \theta + W_P)(x) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} x = 0 &\rightarrow M_1 = (74,91 + 4,3)(0) \\ &= 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} x = 40 &\rightarrow M_1 = (74,91 + 4,3)(40) \\ &= 3.440 \text{kg.mm} \end{aligned}$$

❖ Persamaan 4 dan 5, eliminasi

$$\begin{aligned} A_v + B_v &= 237,2 & \times 285 \\ 75A_v + 285B_v &= 48.716,8 & \times 1 \end{aligned}$$

$$285A_v + 285B_v = 67.602$$

$$75A_v + 285B_v = 48.716,8$$

$$210A_v = 18.885,2$$

$$A_v = 89,93 \text{kg} \dots \dots (6)$$

❖ Persamaan 4 dan 6, disubstitusi

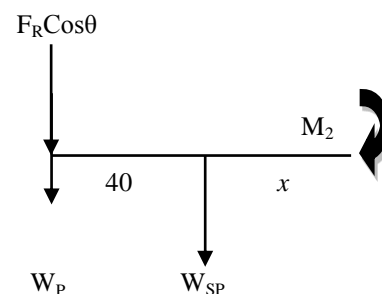
$$A_v + B_v = 237,2$$

$$89,93 + B_v = 237,2$$

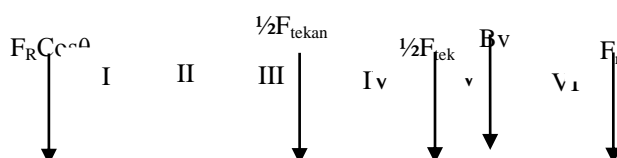
$$B_v = 237,2 - 89,93$$

$$= 147,27 \text{kg}$$

• Potongan II-II kiri



Tinjauan gaya vertikal

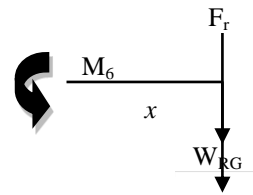


$$\begin{aligned}
 \curvearrowleft + \sum M &= 0 \\
 &= M_2 - (F_R \cos \theta + W_P)(40 + x) - (W_{SP})(x) \\
 M_2 &= (F_R \cos \theta + W_P)(40 + x) + (W_{SP})(x)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 x = 0 \rightarrow M_2 &= (74,91 + 4,3)(40 + 0) + (0,25)(0) \\
 &= 3.168,4 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 x = 35 \rightarrow M_2 &= (74,91 + 4,3)(40 + 35) + (0,25)(35) \\
 &= 5.940,7 + 8,75 \\
 &= 5.949,5 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$

- Potongan VI-VI kanan

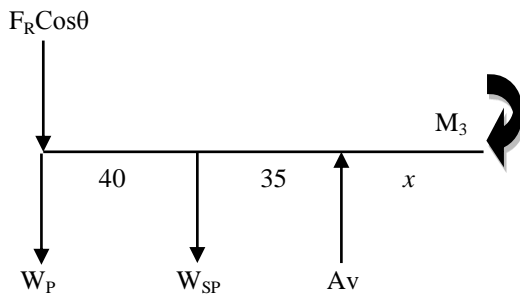


$$\begin{aligned}
 \curvearrowleft + \sum M &= 0 \\
 &= M_6 - (F_r + W_{RG})(x) \\
 M_6 &= (F_r + W_{RG})(x)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 x = 0 \rightarrow M_6 &= (143,94 + 1,2)(0) \\
 &= 0
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 x = 35 \rightarrow M_6 &= (143,94 + 1,2)(35) \\
 &= 5.058,9 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$

- Potongan III-III kiri

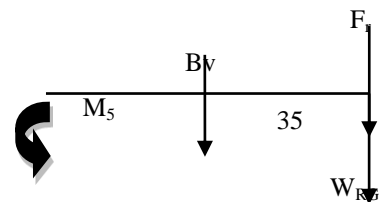


$$\begin{aligned}
 \curvearrowleft + \sum M &= 0 \\
 &= M_3 - (F_R \cos \theta + W_P)(75 + x) - \\
 &\quad (W_{SP})(35 + x) + A_v(x) \\
 M_3 &= (F_R \cos \theta + W_P)(75 + x) + (W_{SP}) \\
 &\quad (35 + x) - A_v(x)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 x = 0 \rightarrow M_3 &= (74,91 + 4,3)(75 + 0) - (0,25)(35 + 0) \\
 &\quad + 89,93(0) \\
 &= 5.940,75 - 8,75 = 5.932 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 x = 15 \rightarrow M_3 &= (74,91 + 4,3)(75 + 15) - (0,25)(35 + 15) \\
 &\quad + 89,93(15) \\
 &= 7.128,9 - 12,5 + 1.348,8 \\
 &= 5.767,6 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$

- Potongan V-V kanan



$$\begin{aligned}
 \curvearrowleft + \sum M &= 0 \\
 &= M_5 - (F_r + W_{RG})(35 + x) - B_v(x) \\
 M_5 &= (F_r + W_{RG})(35 + x) + B_v(x)
 \end{aligned}$$

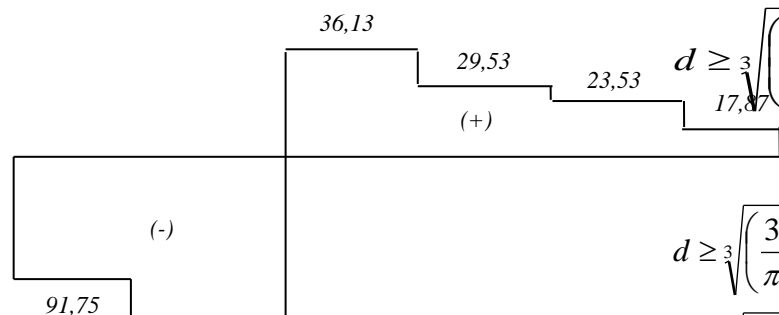
$$\begin{aligned}
 x = 0 \rightarrow M_5 &= (143,94 + 1,2)(35 + 0) - 147,27(0) \\
 &= 5.058,9 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 x = 15 \rightarrow M_5 &= (143,94 + 1,2)(35 + 15) - 147,27(15) \\
 &= 5.118,9 - 2.209,05 \\
 &= 2.909,85 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$

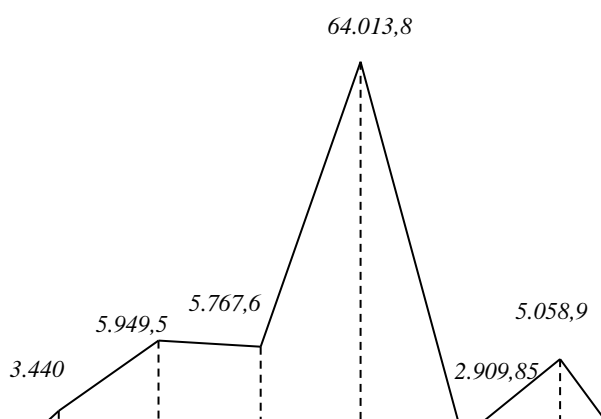
• Potongan IV-IV kanan

$$\begin{aligned}
 + \sum M &= 0 \\
 &= M_4 - (F_r + W_{RG})(50 + x) - B_v(15 + x) \\
 &\quad - \left(\frac{1}{2} F_{tekan} + \frac{1}{2} W_R \right)(x) \\
 M_4 &= (F_r + W_{RG})(50 + x) + B_v(15 + x) + \left(\frac{1}{2} F_{tekan} + \frac{1}{2} W_R \right)(x)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 x = 0 \rightarrow M_4 &= (143,94 + 1,2)(50 + 0) + (147,27)(15 + 0) \\
 &\quad + \left(\frac{1}{2} \cdot 6,6 + \frac{1}{2} \cdot 6 \right)(0) \\
 &= 9.466,05 \text{ kg.mm} \\
 x = 180 \rightarrow M_4 &= (143,94 + 1,2)(50 + 180) + 147,27(15 + 180) \\
 &\quad + \left(\frac{1}{2} \cdot 6,6 + \frac{1}{2} \cdot 6 \right)(180) \\
 &= 36.371,25 + 26.506,6 + 1.134 \\
 &= 64.013,85 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$



Gambar 4.8 Diagram geser poros vertikal



Gambar 4.9 Diagram momen poros vertikal

4.7.3 Momen Terbesar

Setelah didapat momen terbesar dimasing-masing bidang kita dapat menghitung besarnya momen bending menggunakan (persamaan 2.46.)

$$\text{Diket : } M_h = 8.180,6 \text{ kg.mm}$$

$$M_v = 64.013,85 \text{ kg.mm}$$

$$\begin{aligned}
 M_b &= \sqrt{(M_h)^2 + (M_v)^2} \\
 &= \sqrt{(8.180,6)^2 + (64.013,85)^2} \\
 &= \sqrt{4.164.595.208,36} \\
 &= 64.533,67 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$

4.7.4 Diameter Poros

Agar alat nantinya dapat bekerja dengan baik dengan besarnya gaya dan momen yang ada oleh karna itu diameter poros harus sesuai, diameter poros dapat dicari dengan menggunakan persamaan. Bahan poros yang nantinya akan digunakan adalah baja AISI 1030

$$\text{Diket : } S_{yp} \text{ baja AISI 1030} = 0,7 \times \sigma_t$$

$$= 0,7 \times 48$$

$$= 33,6 \text{ Kg/mm}^2$$

$n = 2,5$ — Faktor keamanan untuk beban kejut

$$M_b = 64.533,67 \text{ kg.mm}$$

$$T = 4.174,285 \text{ kg.mm}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\left(\frac{32n}{\pi S_{yp}} \right) \cdot \sqrt{(M_b)^2 + (T)^2}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\left(\frac{32 \cdot 2,5}{\pi \cdot 33,6} \right) \cdot \sqrt{(64.533,67)^2 + (4.174)^2}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\left(\frac{32 \cdot 2,5}{\pi \cdot 33,6} \right) \cdot \sqrt{4.184.598.586,46}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{(0,76) \cdot (64.688,47)}$$

$$d \geq \sqrt[3]{49.163,23}$$

$$d \geq 36,63 \text{ mm}$$

Dari perhitungan didapatkan diameter poros yang dibutuhkan agar alat dapat bekerja dengan aman dibutuhkan diameter poros yang lebih besar dari 36,63 mm maka digunakan diameter poros sebesar 40 mm untuk lebih aman.

4.8 Perhitungan Pasak

Pada perencanaan pasak bahan yang digunakan menggunakan bahan ST37 dengan diameter poros 40 mm & 60 mm sehingga didapat data sebagai berikut :

S_{yp} = Tegangan ijin bahan yang digunakan ST 37 yang memiliki nilai Ultimate tensile streng 37 kgf/mm² dan nilai tegangan luluh (σ_{yp}) 25,9 kgf/mm²

W = Lebar Pasak nilai 8 mm (dari tabel E3)

N = Angka Keamanan = 3 (dari tabel G)

K_s = Kapasitas Tegangan Geser (0,6)

K_t = Kapasitas Tegangan Kompresi (1,2)

T_1 = Momen torsi poros pengaduk (3,17kg.mm)

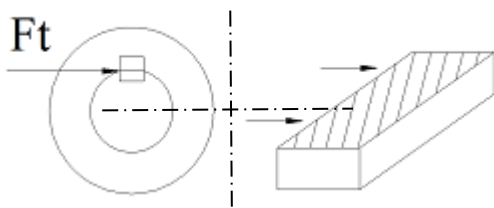
D = Diameter luar poros diketahui (60 mm)

L = Panjang pasak (mm)10⁵

H = tinggi Pasak=7 mm

4.8.1 Perhitungan Pasak Berdasarkan Tegangan Geser.

Tegangan geser timbul pada permukaan pasak



Gambar 4.10 Tegangan Geser pada Pasak

Rumus yang digunakan untuk mencari lebar panjang pasak.

$$\tau_3 = \frac{2.T_3}{W.L.D} = \frac{K_s}{N}$$

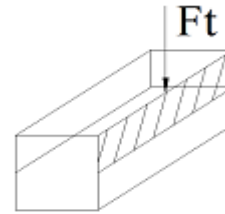
$$L \geq \frac{2.T_1.N}{W..D.K_s.S_{yp}}$$

$$\geq \frac{2.3,17.3}{8.25,4.0,6.25,9}$$

$$L \geq 0,006 \text{ mm}$$

4.8.2 Perhitungan Pasak Berdasarkan tegangan Kompresi

Tegangan kompresi yang timbul pada pasak



Gambar 4.11 Pasak terkena tegangan kompresi

$$\tau_c = \frac{4.T}{H.L.D} = \frac{K_c.S_{yp}}{N}$$

$$L \geq \frac{4.T.N}{H..D.K_s.S_{yp}}$$

$$\geq \frac{4.3,17.3}{7.25,4.1,2.25,9}$$

$$L \geq 0,007 \text{ mm}$$

Jadi hasil perhitungan pasak yang direncanakan sebesar 1 mm

4.9 Bearing atau Bantalan

Dalam mesin pengaduk adonan donat ini menggunakan bearing jenis bantalan gelinding (rolling bearing). Dari perhitungan poros didapatkan data sebagai berikut :

Perhitungan Bearing pada Poros Pengaduk

1. Diameter Poros (D_p) : 40 mm
2. Gaya bantalan di titik A (F_{AV})= 247,44 kg = 2.427,48 N

$$(F_{AH})= 267,54 \text{ kg} = 2.624,64 \text{ N}$$

3. Gaya bantalan di titik B (F_{BV})= 1.282,31 kg = 12.579,52 N

$$(F_{BH}) = 719,02 \text{ kg} = 7.063,58 \text{ N}$$

4.9.1 Gaya Radial pada Bantalan A

Gaya radial pada bantalan A dapat dihitung dengan rumus:

$$F_{rA} = \sqrt{(F_{AV})^2 + (F_{AH})^2}$$

$$F_{rA} = \sqrt{(247,44)^2 + (267,54)^2}$$

$$F_{rA} = \sqrt{132.804,11}$$

$$F_{rA} = 364,42 \text{ kg} = 3.574,96 \text{ N}$$

Perhitungan Beban Equivalent Pada Bantalan A:

Untuk mengetahui beban eqivalen dapat diketahui melalui persamaan :

$$P = V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Cara memilih harga X dan Y dapat dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut :

$$\frac{i \cdot F_a}{C_o} = \frac{1 \cdot 123,72}{6.950} = 0,16$$

$$\text{Jadi : } e = 0,22$$

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{123,72}{1 \cdot 133,77} = 0,92$$

Sehingga :

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$$

$$\text{Maka : } X = 0,56 \text{ dan } Y = 1,99$$

Nilai F_s ball bearing = 2,5 (Heavy Shock Load)

$$V_1 = 1 \text{ (ring dalam yang berputar)}$$

$$V_2 = 1,2 \text{ (ring luar yang berputar)}$$

Jadi :

$$P_a = X \cdot V_1 \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$P_a = F_s (X \cdot V_1 \cdot F_r) + 1,99 \cdot 123,72 \text{ kg}$$

$$P_a = 2,5(0,56 \cdot 1 \cdot 133,77 \text{ kg}) + 246,20 \text{ kg}$$

$$P_a = 433,48 \text{ kg} = 4252,42 \text{ N}$$

4.9.2 Gaya Radial pada Bantalan B

Gaya radial pada bantalan B dapat dihitung dengan rumus :

$$F_{rB} = \sqrt{(F_{BV})^2 + (F_{BH})^2}$$

$$F_{rB} = \sqrt{(1.282,31)^2 + (719,02)^2}$$

$$F_{rB} = \sqrt{4.002,66}$$

$$F_{rB} = 63,26 \text{ kg} = 620,64 \text{ N}$$

Perhitungan Beban Equivalent Pada Bantalan B :

Untuk mengetahui beban equivalen dapat diketahui melalui persamaan :

$$P = V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Cara memilih harga X dan Y dapat dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut :

$$\frac{i \cdot F_a}{C_o} = \frac{1 \cdot 641,158}{6.950} = 0,23$$

$$\text{Jadi : } e = 0,34$$

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{641,158}{1 \cdot 359,51} = 1,78$$

Sehingga :

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$$

$$\text{Maka : } X = 0,56 \text{ dan } Y = 1,31$$

Nilai F_s ball bearing = 2,5 (Heavy Shock Load)

$$V_1 = 1 \text{ (ring dalam yang berputar)}$$

$$V_2 = 1,2 \text{ (ring luar yang berputar)}$$

Jadi :

$$P_b = X \cdot V_1 \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$P_b = F_s (X \cdot V_1 \cdot F_r) + 1,31 \cdot 641,158 \text{ kg}$$

$$P_b = 2,5(0,56 \cdot 1 \cdot 359,51 \text{ kg}) + 839,92 \text{ kg}$$

$$P_b = 1343,23 \text{ kg} = 13177,12 \text{ N}$$

4.9.3 Menghitung Umur Bantalan

Untuk mengetahui berapa umur bantalan yang nantinya diganti baru, maka umur bantalan sebaiknya diganti dengan umur:

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot n_p} \left(\frac{C}{P} \right)^b$$

Dimana :

C = 9.070 kgf (ball bearing) , 3380 kgf (roller bearing)

b = 3.0 (untuk ball bearing), 3,33 (untuk roller bearing)

n = 140 rpm (putaran poros)

Jadi :

• Bantalan A

Untuk mengetahui umur Bantalan A :

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot n_p} \left(\frac{C}{P_a} \right)^b$$

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 140 \text{ rpm}} \left(\frac{9.070}{433,48} \right)^3$$

$$L_{10} = \frac{10^6}{8400 \text{ rpm}} (9.155,56)$$

$$L_{10} = 1.089,95 \text{ jam}$$

• Bantalan B

Untuk mengetahui umur Bantalan B :

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot n_p} \left(\frac{C}{P_b} \right)^b$$

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 140 \text{ rpm}} \left(\frac{9.070 \text{ kg}}{1343,23 \text{ kg}} \right)^3$$

$$L_{10} = \frac{10^6}{8400 \text{ rpm}} (307,54)$$

$$L_{10} = 36.611,905 \text{ jam}$$

4.9 Mencari Sudut Poros

$$\Sigma = \tau + \gamma$$

4.9.1

$$\Sigma = \text{Sudut poros}$$

$$\tau = \text{Sudut pitch gear}$$

$$\gamma = \text{Sudut pitch pinion}$$

Sudut pitch dapat dicari dengan rumus:

$$\tan \tau = \frac{\sin \Sigma}{\frac{N_t}{N_t} + \cos \Sigma}$$

$$\tan \tau = \frac{\sin 45^\circ}{\frac{N_t}{N_t} + \cos 45^\circ}$$

$$\tan \tau = \frac{0,707}{1 + 0,707}$$

$$\tan \tau = \frac{0,707}{1,707} \quad \tau \tau$$

$$\tau = \arctan 0,41 = 22,2^\circ$$

$$\gamma = \Sigma - \tau = 45^\circ - 22,2^\circ = 22,8^\circ$$

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari perhitungan dan perencanaan pada “**Rancang Bangun Mesin Pengaduk Adonan Donat**”, diperoleh kesimpulan sebagai berikut :

1. Daya yang dibutuhkan sebesar 0,5 HP dengan putaran mesin 1400 rpm yang di reducer menggunakan gear box ratio 1:10.
2. Sistem transmisi yang digunakan :
 - Ukuran diameter pulley yang digunakan :
 - Diameter pulley pada motor 76,2 mm
 - Diameter pulley pada Gear box 76,2 mm
 - Belt yang dipakai adalah tipe A dengan panjang belt 670 mm dan menggunakan 1 buah belt.
 - Poros yang digunakan pada pengaduk adalah bahan AISI 1045, lambang S45C dan baja karbon kontruksi mesin dengan diameter 30 mm dan panjang 70 mm.
 - Tipe Bearing yang digunakan pada poros pengaduk adalah tipe Single Row Ball Bearing.
3. Dari hasil percobaan mesin :
 - Dibutuhkan waktu 15 menit untuk mengaduk rata adonan 1 kg.

5.2 Saran

1. Untuk kedepannya agar bisa disempurnakan dengan motor yang lebih besar phase dan rpm nya supaya adonan yang di proses lebih cepat rata dan juga lebih banyak.
2. Lebih diperhatikan lagi pada sisi “safety” nya. Karena untuk mengetahui adonan sudah benar-benar merata atau belum, masih di ambil sedikit dengan tangan pada saat pisau pengaduk masih berputar.

DAFTAR PUSTAKA

Prayogi, Ais Sebastian & Tanjung, Ilham. *Mesin Hot Embossing Palet plastik*. Tugas Akhir D3 mesin ITS, Surabaya.

Aaron D, Deutchman. 1975. *Machine Design : Theory and Practice*. New York: Macmilan Publishing Co, Inc.

Sularso, Kiyokatsu Suga. 1978, : *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*. Cetakan ke sepuluh, PT Pradnya Paramita, Jakarta-2002.

Suhariyanto, : *Elemen Mesin 1*. Surabaya-2005.

Suhariyanto: *Elemen Mesin 2*. Surabaya-2012.



D3 TEKNIK MESIN PRODUKSI
KERJASAMA DISNAKERTRANSDUK-ITS SURABAYA

RANCANG BANGUN MESIN PENGADUK ADONAN DONAT

OLEH :

RIZAL BAHRUL CHAMIDDIN
(2111039038)

ADI SANTOSO PRIBADI
(2111 039018)

Dosen Pembimbing :
Ir. Edi Widiyono, MSc

Abstrak

- Kebutuhan donat sebagai salah satu makanan ringan semakin bertambah, oleh karena itu industri kecil dan menengah dituntut untuk bias memproduksi donat dalam jumlah yang banyak. Agar dapat bersaing dengan produsen donat industri besar maka produsen donat home industry harus membuat produk yang berkualitas.
- Dari rangkaian proses pembuatan donat, pengadukan adonan tepung sangat menentukan kualitas donat, namun hingga sampai saat ini proses pengadukan yang dilakukan masih menggunakan alat manual sehingga membutuhkan waktu yang lama serta kapasitas adonan yang sedikit. Namun dengan menggunakan mesin pengaduk adonan mekanik yang menggunakan media pisau pengaduk produsen dapat meningkatkan kualitas dan kuantitas produksinya.
- Pada mesin ini produksi donat dapat dimaksimalkan karena wadah adonan, kecepatan pengadukan dan waktu pengadukan singkat, sehingga bisa menghasilkan produk yang mempunyai kualitas dan kuantitas yang baik serta daya saing industri kecil semakin meningkat.



KONTEN

Pendahuluan



Metodologi



Mekanisme
Kerja



Penutup



Latar Belakang



- Selama ini dalam pengadukan adonan donat, masih menggunakan proses manual yaitu menggunakan tangan

Isan Masalah

- Bagaimana mewujudkan mesin pengaduk adonan donat yang menghasilkan adonan tersebut rata dan cepat.
- Bagaimana merencanakan mesin pengaduk adonan dengan perputaran pengaduk dua sisi dalam panci adonan
- Bagaimana mengetahui batasan kapasitas adonan yang di proses dalam mesin.

an Masalah

- Kekuatan rangka mesin (sambungan las) diasumsikan aman.
- Analisa meliputi perencanaan gaya pengaduk dan elemen mesin mesin pengaduk adonan, perencanaan putaran dan daya yang dibutuhkan.
- Material yang dipakai pada mesin tidak dilakukan percobaan (tes bahan) diambil dari literature yang telah ada.

Penelitian

- Merancang mesin dengan proses pengadukan adonan menggunakan sebuah mesin dengan pisau pengaduk tidak berpindah (hanya berputar) dan ditempatkan pada sebuah panci stainless.
- Mampu menghitung gaya maupun daya yang dibutuhkan dalam proses pengadukan agar adonan merata.
- Mampu memperkirakan kapasitas adonan maksimal pada panci



KONTEN

Pendahuluan



Metodologi



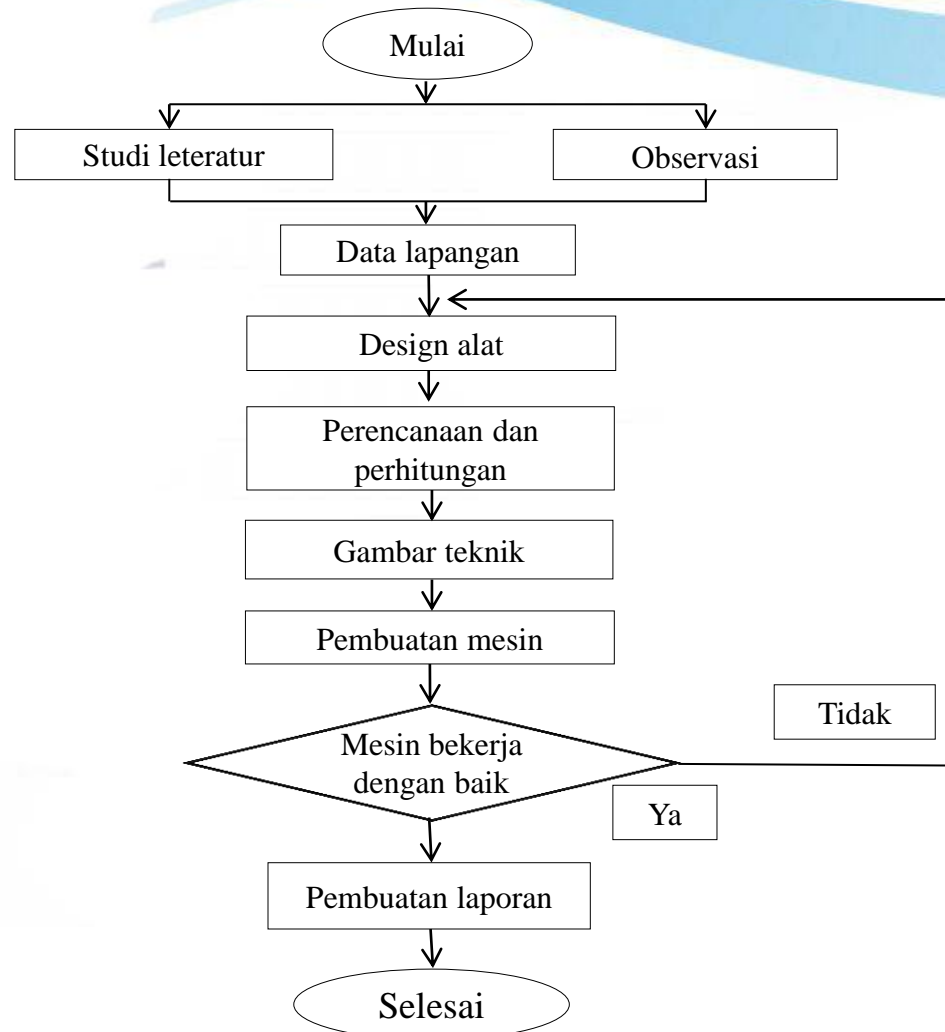
Mekanisme
Kerja



Penutup



Metodologi





KONTEN

Pendahuluan



Metodologi



Mekanisme
Kerja



Penutup



Mesin Pengaduk Adonan

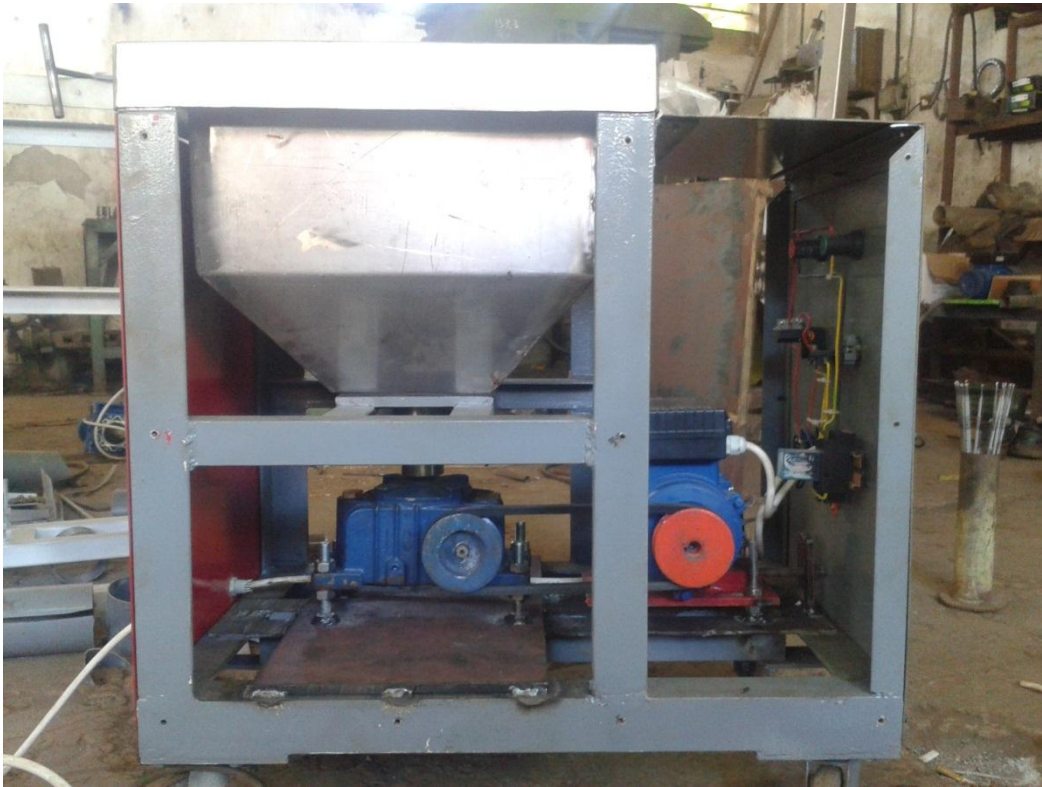
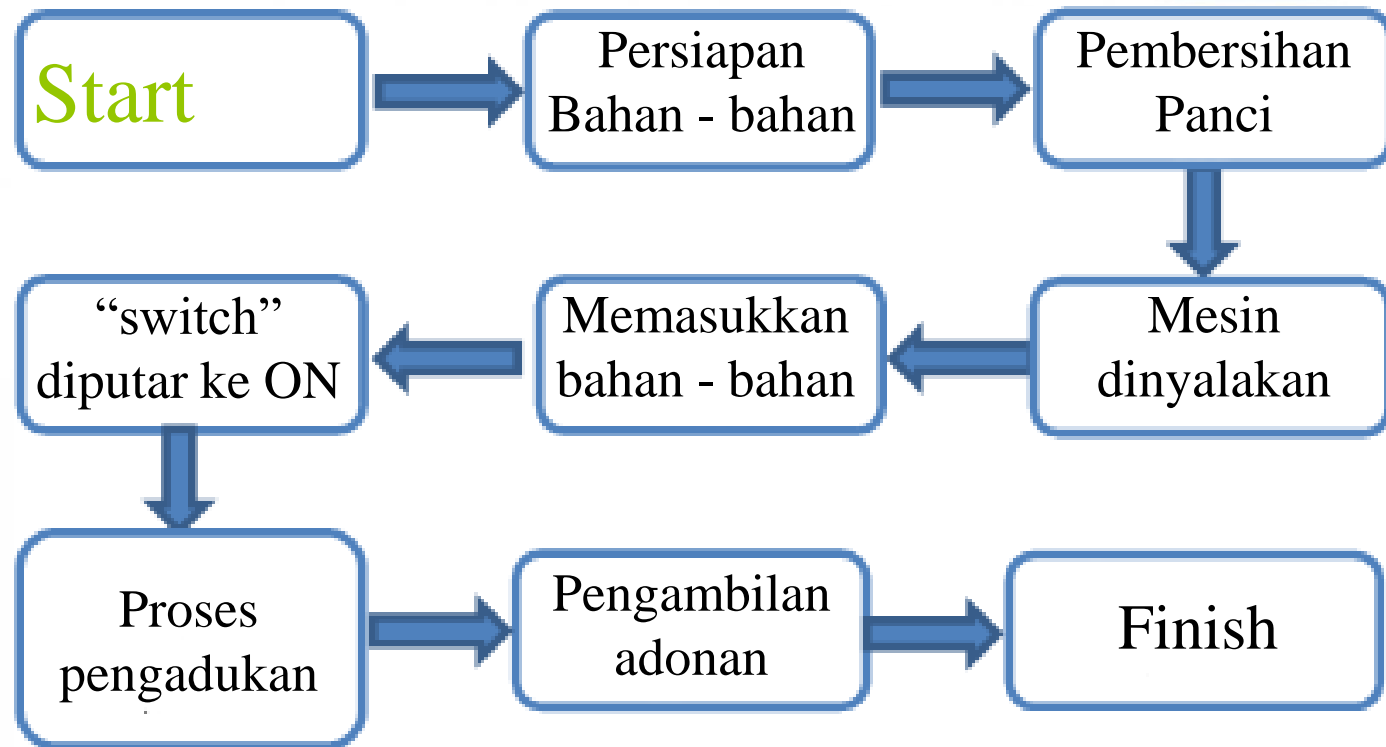


Diagram Alir



Proses Pengadukan Adonan



Hasil Percobaan



Sebelum Proses



Sesudah Proses



K O N T E N

Pendahuluan



Metodologi



Mekanisme
Kerja



Penutup



Kesimpulan



- **Kesimpulan**
- Dari perhitungan dan perencanaan pada “***Rancang Bangun Mesin Pengaduk Adonan Donat***”, diperoleh kesimpulan sebagai berikut :
- Daya yang dibutuhkan sebesar 0,5 HP dengan putaran mesin 1400 rpm yang di reducer menggunakan gear box ratio 1:10.
- Sistem transmisi yang digunakan :.
- Ukuran diameter pulley yang digunakan :
- Diameter pulley pada motor 76,2 mm
- Diameter pulley pada Gear box 76,2 mm
- Belt yang dipakai adalah tipe A dengan panjang belt 670 mm dan menggunakan 1 buah belt.
- Poros yang digunakan pada pengaduk adalah bahan AISI 1045, lambang S45C dan baja karbon kontruksi mesin dengan diameter 30 mm dan panjang 70 mm.
- Tipe Bearing yang digunakan pada poros pengaduk adalah tipe Single Row Ball Bearing.
- Dari hasil percobaan mesin :
- Dibutuhkan waktu 15 menit untuk mengaduk rata adonan 1 kg.

TERIMA KASIH

Mohon Saran dan Masukan
Untuk Kesempurnaan
Tugas Akhir ini

